

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

ANALISI COMPARATIVA DI SISTEMI DI REGOLAZIONE PER IMPIANTI RADIANTI A PAVIMENTO

Relatore: Prof. Michele De Carli

Correlatori: Ing. Giuseppe Emmi
Ing. Samantha Graci
Ing. Clara Peretti

Laureando: Alessandro Zago

Anno Accademico 2013/2014

Sommario

Abstract	3
Introduzione	5
Capitolo 1. La regolazione degli impianti termotecnici	9
1.1 Introduzione.....	9
1.2 Il sistema di regolazione	12
1.2.1 Attuatori	13
1.2.2 Sensori.....	14
1.3 Strategie di regolazione per impianti termici	18
1.3.1 Regolazione manuale centrale	18
1.3.2 Regolazione climatica	18
1.3.3 Regolazione a punto fisso.....	21
1.3.4 La valvola termostatica.....	24
1.4 Tipologie di regolatore.....	31
1.4.1 Livello di campo.....	32
1.4.2 Regolatore on/off.....	34
1.4.3 Regolatore proporzionale (P).....	35
1.4.4 Regolatore proporzionale integrale (PI)	39
1.4.5 Regolatore proporzionale integrale derivativo (PID).....	42
1.4.6 Livello di supervisione.....	44
1.4.7 Artificial intelligence (AI)	45
1.4.8 Metodi basati su modelli	45
1.4.9 Metodi basati su mappe di prestazione.....	46
Capitolo 2. La regolazione degli impianti radianti	47
2.1 Introduzione.....	47
2.2 Regolazione della temperatura di mandata del fluido termovettore	51
2.2.1 Regolazione in centrale termica.....	51
2.2.2 Regolazione a punto fisso sull'impianto radiante.....	55
2.2.3 Regolazione climatica sull'impianto radiante.....	79
2.3 Regolazione della portata di fluido termovettore.....	106
2.4 Regolazione degli impianti radianti in raffrescamento	130
2.5 Circolatori	143
2.5.1 Direttiva europea <i>Eco-Design</i>	148
2.5.2 Circolatori a velocità costante.....	149

2.5.3 Circolatori a velocità variabile	151
Capitolo 3. Modello e metodi	159
3.1 L'edificio.....	159
3.2 Ipotesi e condizioni al contorno	162
3.3 L'impianto radiante.....	169
3.4. <i>Trnsys</i>	179
3.4.1 <i>TRNBuild</i>	180
3.4.2 <i>Simulation Studio</i>	186
3.5 <i>Excel</i>	188
Capitolo 4. Simulazioni e risultati	191
4.1 Simulazioni.....	191
4.1.1 Simulazioni con accensioni a fasce orarie	195
4.1.2 Simulazioni con regolatore on/off	195
4.1.3 Simulazioni con regolatore proporzionale	196
4.1.4 Simulazioni con regolatore PID	197
4.1.5 Simulazioni con regolazione in temperatura.....	197
4.2 Elaborazione dei risultati.....	198
4.3 Analisi dei risultati	203
4.3.1 Rendimento di regolazione secondo UNI/TS 11300-2.....	203
4.3.2 Sovratemperatura interna equivalente secondo EN ISO 15316-2-1.....	207
4.3.4 Regolazione a punto fisso o climatica?.....	217
4.3.5 Regolazione di zona: dove ubicare il termostato?	221
4.3.5 Termostato o globotermostato?	223
4.3.6 Regolazione in portata o in temperatura?.....	225
4.3.7 <i>Set-point</i> variabili, omogenei o costanti?.....	228
4.3.8 Consumo energetico e comfort termico	233
4.3.9 Grafici comparativi degli <i>Output</i>	238
Conclusioni	246
Appendice. Legislazione e normativa	249
Bibliografia	254
Sitografia	255
Ringraziamenti	257

Abstract

Italian and European regulations about the calculation of the buildings energy requirements are under review. This work is intended to provide a critical contribution to the problem of the radiant heating systems control by defining a control efficiency index for a residential building located in three Italian climates using the software TRNSYS. Moreover, because heating systems with high thermal inertia such as the radiant ones are affected by deep problems about control, a comparison of various control strategies was carried out, taking into account both the energy consumption and the thermal comfort that they can generate into the environment. Control strategies tested in this work are: room space control and zone control, constant supply temperature and climatic control, on/off controller, P- and PID-controller, outdoor reset control with indoor temperature feedback.

Introduzione

Il riscaldamento per radiazione rappresenta la soluzione al contempo più antica e più moderna per rispondere all'esigenza di approvvigionamento di calore da parte degli edifici. L'evoluzione si snoda lungo un percorso millenario, le cui radici affondano nella pratica tecnica coreana prima e romana poi: il fluido termovettore era la miscela di gas combustibili prodotta da un focolare o da una fornace con alimentazione a legna, e circolava in canalizzazioni poste sotto al pavimento, veri e propri labirinti individuati da un'accurata disposizione di mattoni e tavelle. Dai primi tentativi risalenti al 2000 a.C., fu tuttavia necessario attendere la civiltà contemporanea affinché questa modalità di somministrazione di energia termica agli ambienti vedesse riprendere vigore e venisse rivalutata alla luce della maggiore conoscenza dei meccanismi di scambio del calore e di benessere termigrometrico degli ambienti. Dopo gli sfortunati tentativi degli anni Sessanta e dei primi anni Settanta, fu solo al termine degli anni Novanta che i sistemi radianti imboccarono la strada che oggi tutti conosciamo. La diffusione di questo tipo di impianto è ormai pratica consolidata nel settore termotecnico, forte di una pluralità di vantaggi che ne rendono inconfondibili i tratti: la mancata occupazione di volume utile per l'utenza, la silenziosità dell'impianto, la riduzione della temperatura dell'aria interna a parità di condizioni di comfort, il modesto gradiente verticale di temperatura in ambiente, l'alimentazione ad un basso livello termico, la possibilità di raffrescamento estivo.

Con l'evolversi della tecnica impiantistica, anche la richiesta di regolazione è naturalmente incrementata: da una parte, vi è il desiderio di aumentare il grado di benessere percepito dagli occupanti, dall'altra vi è la necessità di evitare quegli inutili sprechi energetici i quali si traducono, in ultima analisi, in dispendi monetari e in uno stile di vita scarsamente sostenibile nei riguardi dell'ambiente. Tuttavia, il controllo di un impianto radiante è materia di una certa complessità, in quanto lo scarso contributo convettivo e l'elevata inerzia termica della struttura in cui sono annegate le tubazioni non permette di seguire facilmente il ritmo con cui variano le condizioni al contorno (carichi endogeni, *solar gains*, *set-point* di temperatura, ecc.). Se vi si aggiunge il fatto che in questi anni è stata messa in esercizio una congerie di impianti radianti in cui sovente si sono sovrapposti errori di progettazione o installazione, magari abbinati a strategie di regolazione desuete, si ottiene il clima di scetticismo e diffidenza che circonda il settore del radiante.

L'ambizione di chi si confronta con la problematica di termoregolazione degli impianti è quella di conseguire un risultato che in prima istanza appare irrealizzabile: abbinare ad un maggior grado di benessere una contemporanea riduzione dei consumi energetici. Naturalmente, l'armonizzazione di questi concetti apparentemente antitetici va intesa nel senso di avvicinare il consumo reale dell'impianto a quello che è il valore minimo teorico, a parità di livello di

comfort. Oppure, ancora, nel senso di elevare lo stato di benessere in ambiente utilizzando un quantitativo minore o al limite uguale di energia termica, ma impiegato in maniera diversa e più razionale. Si tratta, quindi, di individuare quella strategia di regolazione che sia al contempo efficace, cioè che “faccia le cose giuste” ottenendo i risultati di comfort attesi, ed efficace, cioè che “faccia le cose bene”, ottenendo i medesimi risultati con la minima spesa.

Questo lavoro di tesi nasce appunto con l'intento di analizzare la bontà dei più diffusi sistemi di regolazione applicati agli impianti di riscaldamento radiante a pavimento, secondo le due direttrici del comfort termico e del consumo energetico realizzati dalle varie soluzioni. Per quanto riguarda l'aspetto del comfort, è stata assunta la temperatura operante quale parametro rappresentativo, mentre per la valutazione del possibile risparmio energetico si è fatto riferimento a quanto previsto dalla normativa di settore.

Nel momento in cui viene pubblicata questa trattazione, infatti, sono in fase di revisione sia la norma italiana che quella europea sul calcolo dei fabbisogni energetici di un edificio:

- l'italiana UNI/TS 11300-2 del maggio 2008: *“Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria”*;
- l'europea UNI EN 15316-2-1 del maggio 2008: *“Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 2.1: Space heating emission systems”*.

Questo lavoro intende quindi fornire un contributo critico alla determinazione dei rendimenti di regolazione per quanto riguarda la norma italiana e delle sovratemperature equivalenti per quanto riguarda la norma europea. È inoltre in fase di approvazione la bozza della norma internazionale ISO 11855-6 (*“Building environment design — Design, dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems — Part 6: Control”*): ciò a dimostrazione del fatto che a tutti i livelli tecnico-decisionali la definizione delle strategie di regolazione in relazione agli impianti radianti è argomento quanto mai critico ed attuale.

La trattazione si compone di quattro capitoli, due di natura bibliografica e due di natura sperimentale. Nel *Capitolo 1* sono stati esposti i fondamenti della regolazione degli impianti termotecnici: dalla definizione del sistema di regolazione e dei suoi componenti alla classificazione delle strategie di regolazione, dalla classificazione dei regolatori di campo secondo la scienza dei controlli automatici a qualche cenno sul livello di supervisione degli impianti. Nel *Capitolo 2* si è confinato il problema al comparto dei sistemi radianti, supportando le nozioni teoriche, riprese ed adattate dal *Capitolo 1*, con esempi di schemi di regolazione idraulici ed elettrici tratti dalla pratica tecnica: schede tecniche dei

produttori, siti e manuali, in modo da rappresentare lo stato dell'arte in materia. Dopo aver distinto i metodi di regolazione in temperatura da quelli in portata, il capitolo si chiude con due paragrafi di appendice: una dedicata alle strategie di regolazione per il raffrescamento attraverso gli impianti radianti, ed una alla definizione delle caratteristiche dei circolatori impiegati nei sistemi di distribuzione e regolazione, alla luce della Direttiva Europea Eco-Design.

Il *Capitolo 3* introduce alla sezione sperimentale del lavoro di tesi: vengono illustrati il caso studio ed i metodi utilizzati. Nella fattispecie, si è scelto di concentrare l'analisi nel settore residenziale, selezionando un appartamento interpiano di 60 m², di recente costruzione: il suo involucro è stato progettato in aderenza con le più recenti limitazioni imposte dalla legislazione italiana nei confronti delle zone climatiche più rigide. La sua applicazione è stata estesa ai climi di Venezia, Roma e Palermo, attraverso simulazioni dinamiche condotte con il software *Trnsys*. Tra le condizioni al contorno, si è deciso di applicarvi quelle più provanti per un sistema di regolazione che debba mantenere la temperatura impostata a fronte di variazioni di carico e perturbazioni di varia natura: il *set-point* di temperatura è stato differenziato tra bagno e stanze, e tarato sui due livelli notturno e diurno; inoltre i profili orari dei carichi endogeni sono stati definiti stanza per stanza con una forte variabilità temporale, indice di un'intensa attività interna distribuita su una superficie piuttosto limitata. Il *Capitolo 4*, infine, è dedicato alla descrizione delle simulazioni svolte in ambiente *Trnsys*, ai parametri che vi sono stati estratti ed al loro processo di elaborazione nei successivi *Output*. Una volta costruito l'archivio dati per ogni tipo di regolazione ed ogni clima simulato, è stato possibile istituire dei raffronti sui vari aspetti della materia: il confronto tra la regolazione di zona e quella a singolo ambiente, il confronto tra la regolazione in portata ed in temperatura, il confronto tra la regolazione a punto fisso e quella climatica, il confronto tra le varie tipologie di regolatore, il problema del posizionamento del termostato di zona, la possibilità di controllare la temperatura operativa in luogo di quella dell'aria, la possibilità di differenziare le temperature di mandata tra le varie stanze, la risposta del sistema di regolazione a differenti configurazioni del *set-point*. Sulla scorta delle risposte emerse e dei parametri rappresentativi di comfort e consumi, è stato quindi possibile valutare la migliore strategia di regolazione tra quelle simulate per il caso in esame e proporre ulteriori spunti di miglioramento.

A conclusione del lavoro, si è ritenuto opportuno inserire un'*Appendice* che riporti le principali leggi e normative richiamate nel corso della trattazione e recanti indicazioni o disposizioni in materia di regolazione degli impianti termotecnici.

Capitolo 1

La regolazione degli impianti termotecnici

1.1 Introduzione

Lungo l'asse del tempo, cui è solito rivolgere il nome di "storia", l'uomo si confronta con la natura, modificandola a proprio vantaggio. La contesa è impari: l'assoggettamento non sarà mai completo e permanente. Tuttavia, in questo scenario, l'evoluzione ha investito l'uomo di una risorsa senza eguali: la *téchne*. Era così che la cultura greca appellava l'arte del "saper fare", la capacità operativa, l'intelligenza delle mani. La tecnica ha sempre risposto alle esigenze di sviluppo della società. Quando l'uomo cercava riparo, dapprima ha sfruttato nicchie ed anfratti, per poi affrancarsi dalla natura costruendo da sé gli edifici, i quali tuttora, almeno nell'accezione di "involucro", conservano la primordiale idea di guscio protettivo. Quando l'uomo cercava di scaldarsi, dapprima ha imparato ad accendere il fuoco, per poi saperlo comandare a piacimento, confinandolo in bracieri, caminetti e quindi caldaie. Tutti gli impianti asserviti agli attuali edifici sono nati così, dal servizio della tecnica alle necessità umane: il riscaldamento, il raffrescamento, la ventilazione, l'illuminazione. In una sorta di *climax* ascendente dei *desiderata* dell'uomo, oggi l'edificio non deve solo fornire protezione (involucro) o servizi (impianti), ma trasmettere la sensazione di benessere all'occupante. Tuttavia, la mutevolezza delle forzanti agenti sul sistema-edificio costringe ad un continuo adattamento delle configurazioni affinché questo stato di comfort, almeno dal punto di vista termo-igrometrico, non venga meno.

La necessità di regolazione prende le mosse proprio dal concetto di variabilità delle condizioni al contorno cui un impianto è chiamato a lavorare. Dimensionato per una precisa situazione nominale, esso tuttavia dovrà fronteggiare, durante il suo esercizio, variazioni provenienti tanto dall'esterno del volume di controllo rappresentato dall'edificio (temperatura ed umidità dell'aria esterna, irraggiamento, velocità e direzione del vento) quanto dall'interno (grado di occupazione, numero di lampade, quantità di apparecchi installati ed accesi, ecc.). Se l'obiettivo è quello di mantenere un *set* di variabili (temperatura ed umidità ambiente) all'interno di prefissati *range* rispondenti alle esigenze di benessere, l'unica strada percorribile è quella di regolare l'attività dell'impianto. Con riferimento al settore della climatizzazione, non si intende solamente la parzializzazione della macchina generatrice di energia termica o frigorifera, ma anche il controllo dei terminali e dei dispositivi a corredo dell'impianto.

Il compito del sistema di controllo è quello di bilanciare il calore fornito/sottratto all'impianto con le perdite/guadagni termici dell'edificio in ogni istante. Con questa prerogativa, la regolazione permette di conseguire due obiettivi:

- il mantenimento di un ambiente termico stabile, entro le condizioni di comfort prefissate (in termini di temperatura e umidità relativa interne, di PMV¹, di qualità dell'aria interna, ecc.);
- la riduzione del consumo di energia primaria, in quanto l'impianto è chiamato ad adeguare la sua potenza al fabbisogno termico istantaneo, senza inutili sprechi, modulando la temperatura o la portata del fluido termovettore.

Imperniati su questi due cardini, i sistemi di regolazione hanno sviluppato la propria evoluzione, in particolare abbracciando l'era digitale e arricchendosi di nuove funzionalità di gestione, tra le quali:

- la differenziazione dei *set-point* a seconda della destinazione d'uso degli ambienti;
- la programmazione temporale dei livelli di temperatura cui l'impianto è chiamato a soddisfare (ad esempio attenuazione del *set-point* durante la notte);
- la programmazione temporale avanzata, in cui la fornitura del calore viene ridotta durante periodi programmati (ad esempio quando le tariffe elettriche sono in fase di punta);
- la possibilità di monitoraggio in tempo reale del funzionamento dell'intero impianto di condizionamento, la sua integrazione con gli altri impianti dell'edificio e l'accesso a funzioni di controllo da remoto (domotica).

Nella pratica termotecnica, quando si cerca di inquadrare il sistema di regolazione di un impianto, si fa riferimento alla seconda delle sue due proprietà fondamentali: la riduzione dei consumi. Infatti, in fase di redazione di una diagnosi o di una certificazione energetica, i dispositivi di regolazione incidono sul fabbisogno energetico globale dell'edificio, alla pari dei sistemi di generazione, di distribuzione e di emissione del calore. È proprio la definizione di un rendimento per ciascuno di questi contributi a permettere la conversione del fabbisogno energetico netto (energia consegnata ai terminali) in fabbisogno energetico lordo (energia consegnata all'edificio). Quanto al settore di nostro interesse, il rendimento di regolazione medio stagionale viene definito come il rapporto tra il calore richiesto per il riscaldamento degli ambienti con una regolazione teorica perfetta ed il calore richiesto per il riscaldamento degli stessi ambienti con un sistema di regolazione reale. La regolazione teorica o “di riferimento” è ideale: compensa, istante per istante, la variazione di carico termico. Ad esempio: qualora entrasse una persona nella stanza, introdurrebbe un carico sensibile e latente, modificando il bilancio termico dell'ambiente e provocandone un lieve aumento di temperatura. Tuttavia, la regolazione teorica perfetta interverrebbe immediatamente, limitando la resa del terminale, in modo da “ammortizzare” il disturbo prima che la temperatura possa subire la benché minima mutazione. Al contrario, la regolazione reale è

¹ Il PMV (*Predicted Mean Vote*, o Voto Medio Previsto) è il principale indice di valutazione del benessere termo-igrometrico percepito da una persona all'interno di un ambiente. Sviluppato da Fanger nel 1970, esso racchiude sinteticamente in un valore il contributo di sei parametri: la temperatura a bulbo secco, la temperatura media radiante, la velocità dell'aria, l'umidità relativa, il vestiario e l'attività metabolica. Ad oggi, il PMV è ampiamente utilizzato come parametro di riferimento per le analisi di comfort, essendo adottato sia nella letteratura scientifica che nella normativa di settore (UNI EN ISO 7730 e UNI EN 15251).

caratterizzata da tempi di risposta più lunghi: essa interviene quando percepisce non il disturbo (aumento del livello di occupazione), bensì la sua conseguenza (aumento indesiderato della temperatura ambiente). La reattività del sensore non può incidere in alcun modo nella limitazione di questo ritardo. L'esempio descritto si è focalizzato su un aumento degli apporti gratuiti (carichi interni, ma potevano essere anche solari), tuttavia il concetto conserva la sua validità anche nel caso di aumento delle dispersioni (irrigidimento delle condizioni esterne), con il corrispondente sistema di regolazione che deve aumentare la resa dei corpi scaldanti.

Il rendimento di regolazione è tanto più alto quanto più la temperatura ambiente:

- è costante nel tempo;
- è uniforme tra vari ambienti facenti capo allo stesso sistema di regolazione.

Non sono dunque difetti del sistema di regolazione l'impostazione di differenti *set-point* di temperatura in ambienti diversi né la disomogeneità di temperatura all'interno dello stesso ambiente (esempio: stratificazione dell'aria), essendo quest'ultima imputabile al rendimento di emissione.

1.2 Il sistema di regolazione

L'insieme dei dispositivi e delle loro interconnessioni volti al controllo di una variabile di processo prende il nome di "sistema di regolazione automatica". Esso, per essere definito tale, dev'essere composto almeno da:

- un elemento sensibile ("sonda" o "sensore" di misura);
- un regolatore (ad esempio un termostato);
- un attuatore o servocomando (ad esempio il motore della valvola o della pompa);
- un organo finale di regolazione, che comprende il dispositivo controllato (valvola, serranda, pompa, ecc.) ed il processo (scambiatore di calore, ventilatore, ecc.).

A seconda della gestione di questi componenti, la regolazione può essere:

- a circuito chiuso ("a catena chiusa", "ad anello chiuso", "*closed loop*");
- a circuito aperto ("a catena aperta", "ad anello aperto", "*open loop*").

La regolazione a circuito chiuso è così congeniata:

- il sensore rileva il valore attuale della variabile controllata, inviando la misura al regolatore;
- il regolatore, ricevuto il valore letto dal sensore e confrontato con quello prefissato ("*set-point*"), produce un segnale di comando verso l'attuatore, il quale a sua volta opera sul dispositivo controllato;
- l'azione correttiva viene esplicitata dal dispositivo controllato sul mezzo di regolazione (acqua, aria, vapore, ecc.);
- si produce un nuovo valore della variabile controllata, letto ancora una volta dal sensore;
- il regolatore, ricevuta la nuova lettura, valuta se il proprio intervento è risultato efficace, cioè se il sistema ha risposto nella direzione desiderata (meccanismo di "contro-reaione" o "*feedback*"); in caso di fallimento di questa verifica, l'errore registrato farà ricominciare l'attività di regolazione.

Nella regolazione a circuito aperto, invece, l'azione regolante è prodotta sulla base della lettura non della grandezza regolata, ma di una grandezza detta "compensatrice". Assumendo costante il rapporto tra grandezza regolata e grandezza compensatrice, il regolatore produce la sua azione, ma non avrà alcun riscontro sul fatto che essa sia risultata adeguata, scarsa o eccessiva. È questo il caso del regolazione climatica di tipo centrale senza *feedback* della temperatura interna, di cui si parlerà in seguito.

Altra classificazione per i sistemi di regolazione è quella operata a seconda del tipo di energia utilizzata. Si distinguono perciò:

- la regolazione auto-azionata: l'energia è tratta dall'impianto controllato;
- la regolazione elettrica: la sorgente di energia è quella elettrica, a diversi livelli di tensione;

- la regolazione elettronica: l'alimentazione è energia elettrica a bassa tensione;
- la regolazione pneumatica: l'energia è tratta dall'aria compressa.

La regolazione auto-azionata presenta il regolatore accorpato all'organo finale di regolazione, mentre l'energia di alimentazione proviene dall'elemento sensibile e quindi, in ultima analisi, dall'impianto stesso (ad esempio, la valvola termostatica).

La regolazione elettrica consiste nella commutazione dello stato di un circuito elettrico (aperto o chiuso) oppure nella variazione della resistenza di un circuito a ponte. Ricorrere all'energia elettrica comporta una serie di benefici: la fonte di alimentazione è facilmente disponibile, permette di usare sonde anche con deboli segnali, non richiede personale specializzato e la trasmissione dei segnali non ha alcun ritardo inerziale. Il livello di tensione adeguato per i regolatori elettrici può essere quello di linea (220 V) oppure la bassa tensione prodotta da piccoli trasformatori (tipicamente 24 V).

Anche la regolazione elettronica, potendosi avvalere di un amplificatore elettronico sul segnale prodotto dalla sonda, permette di utilizzare sensori con uscite di debole intensità. Tra i vantaggi, si segnalano: la grande flessibilità di impiego, l'affidabilità, l'alimentazione in sola bassa tensione, la possibilità di integrazione con l'informatica. Quanto a quest'ultima opportunità, si usa in tal caso parlare di "regolazione digitale". Lo stesso regolatore, dotato di microprocessore al suo interno, viene detto DDC (*Direct Digital Control*) e segue una logica binaria. Ad oggi, è proprio questa tipologia di regolatori a dominare il mercato, in virtù anche della possibilità di collegare più regolatori in un più ampio sistema di controllo ("livello di supervisione").

La regolazione pneumatica, infine, consiste in una serie di orifizi che vengono aperti o chiusi, oppure in canali la cui pressione varia in base alla quantità di aria che viene lasciata sfiatare in atmosfera.

1.2.1 Attuatori

Gli attuatori sono i dispositivi preposti per la conversione del segnale di comando proveniente dal regolatore nell'azione regolante sul dispositivo controllato. In particolare, a seconda del tipo di segnale che ricevono, si distinguono in attuatori di tipo pneumatico e di tipo elettrico.

Gli attuatori di tipo pneumatico sono alimentati con un segnale pilota in pressione. La corsa completa può durare da 1 a 50 secondi, in relazione alle dimensioni dell'attuatore e alla portata di aria compressa utilizzata come segnale. Prerogativa essenziale è il grado di purezza dell'aria, la quale non deve contenere tracce di umidità, olio o particolato. I dispositivi di regolazione pneumatica risultano ormai standardizzati, con le seguenti caratteristiche:

- la pressione di alimentazione, necessaria al funzionamento degli apparecchi, è di 1,4 bar (20 psi);

- il segnale di comando (o “segnale regolante”, “segnale pilota”, “campo di lavoro”) che muove l’attuatore è di $0,2 \div 1$ bar ($3 \div 15$ psi);
- la massima pressione ammessa è di 2,1 bar (30 psi).

Gli attuatori di tipo elettrico ricevono invece il segnale pilota tramite una grandezza elettrica, sia essa la corrente oppure la tensione.

Esempi di questo tipo di attuatori sono:

- il solenoide: si tratta di una bobina percorsa da corrente, la quale va a magnetizzare uno stelo, solidale all’otturatore di una valvola (a due posizioni oppure modulante);
- il motore elettrico lineare: trasforma il segnale elettrico in un’azione meccanica, avvalendosi eventualmente di un riduttore di giri o di un moltiplicatore di coppia.

All’interno della categoria dei motori elettrici lineari, si possono distinguere:

- quelli bidirezionali: una volta attivati, proseguono la loro corsa fino alla totale apertura o chiusura del dispositivo controllato (valvola);
- quelli con ritorno a molla: a riposo, la molla tiene lo stelo della valvola in posizione di sicurezza, ma quando viene pilotato con un segnale dal regolatore, lo stelo si muove in una nuova posizione;
- quelli reversibili: la posizione dello stelo può essere modificata in entrambe le direzioni.

Indipendentemente dalla tipologia di alimentazione dell’attuatore, esso si può descrivere a mezzo di diversi parametri caratterizzanti:

- il tempo di risposta: è l’intervallo di tempo necessario per effettuare una corsa completa (esempio: da valvola tutta chiusa a tutta aperta);
- lo *span*: è la differenza tra il massimo ed il minimo valore del segnale pilota per cui è stato tarato l’attuatore;
- la forza (o coppia) massima: dev’essere sufficiente a vincere il differenziale di pressione creato sull’attuatore dal moto del mezzo regolato (acqua, aria, ecc.), così da consentire la completa chiusura;
- la risoluzione: è la minima variazione del segnale pilota in ingresso in grado di produrre un’azione apprezzabile da parte del dispositivo controllato (valvola) sul processo; solitamente è definita come percentuale dello *span*.

1.2.2 Sensori

I sensori di misura, sonde o elementi sensibili sono quei dispositivi adibiti alla rilevazione della grandezza fisica sotto controllo. Essi si distinguono in:

- sensori semplici: misurano la variabile di processo e forniscono un segnale analogico (esempio: corrente nell’intervallo $4 \div 20$ mA, tensione continua, variazione di una resistenza elettrica, ecc.);
- sensori trasduttori: trasformano il segnale in un *input/output* per il regolatore (esempio: conversione elettrica/pneumatica o analogico/digitale);

- sensori trasmettitori: amplificano il segnale a bassa intensità proveniente da un sensore semplice e li filtrano da eventuali “rumori”; qualora sensore e trasmettitore siano integrati, vengono definiti “*built-in*”;
- sensori regolatori: integrano le funzioni di misura ed intervento (esempio: i termostati).

Come nel caso degli attuatori, anche i sensori sono descritti da una serie di parametri caratteristici:

- il tempo di risposta (τ_{63} o τ_{90}): considerando di applicare una variazione a gradino della variabile controllata, e che la risposta del sensore sia esponenziale ed asintotica, è il tempo impiegato perché il valore rilevato dal sensore sia pari al 63% (90%) del valore a regime; il tempo di risposta può variare da frazioni di secondo a centinaia di secondi;
- il campo di funzionamento: è il range di valori entro cui la variabile controllata può essere misurata efficacemente;
- l'incertezza di misura: non riguarda la sola precisione intrinseca dell'elemento sensibile, ma l'intera catena di misura (sensore-trasmettitore-convertitore A/D);
- la risoluzione: è la minima variazione del segnale in ingresso che produce una variazione della grandezza misurata; la risoluzione dev'essere necessariamente minore dell'incertezza della catena di misura.

Per quanto riguarda i sistemi HVAC, le sonde che si incontrano più comunemente sono quelle di temperatura a bulbo secco, temperatura operativa, umidità, concentrazione di inquinanti (qualità dell'aria), irraggiamento, ventosità, entalpia, calore, portata.

Tra i sensori di temperatura a bulbo secco, vale la pena citare:

- i termostati bimetallici: essi presentano un sottile nastro (a forma di U o avvolto a spirale), costituito da due differenti metalli, con diversi coefficienti di dilatazione termica. Al variare della temperatura, si modifica la curvatura del bimetallo, con l'effetto di aprire/chiudere dei contatti elettrici oppure modificare il passaggio dell'aria nelle regolazioni pneumatiche;
- i termostati a soffiello sigillato: al loro interno, contengono un liquido la cui pressione di vapore è particolarmente sensibile alle variazioni di temperatura; in tal modo si genera il movimento a espansione o contrazione del soffiello, cui sono collegati i leveraggi del regolatore;
- i termostati a soffiello con bulbo: il bulbo sensibile è posto esternamente al soffiello, e vi trasmette le variazioni di pressione in funzione della temperatura tramite un capillare;
- le termoresistenze (o PTC): la resistenza elettrica dell'elemento metallico che le costituisce cresce al crescere della temperatura rilevata; il collegamento con il regolatore viene eseguito mediante due fili invertibili tra di loro, in quanto la misura la resistenza elettrica non è una grandezza dotata di verso;
- i termistori (o NTC): stesso principio delle termoresistenze, eccetto il legame inversamente proporzionale tra resistenza e temperatura.

Gli elementi sensibili all'umidità, invece, sono solitamente costituiti da una striscia di nylon: essa si espande o contrae a seconda che assorba più o meno vapor acqueo, in funzione dell'umidità relativa dell'aria cui è a contatto. La variazione di volume può attivare un sistema di levismi, oppure spostare su una piastrina, variando la posizione reciproca con un traferro e quindi l'entità della corrente elettrica prodotta.

La scelta del tipo di sensore ai fini del controllo di una variabile di processo è determinante per il suo buon esito. Tuttavia, ripiegare su una sonda sofisticata, precisa e costosa è sinonimo di qualità della regolazione? Certamente ciò è un requisito auspicabile, ma gli sforzi tecnologici ed economici potrebbero essere vanificati da un'installazione scorretta. Un posizionamento sconveniente inficia la bontà della regolazione e, come conseguenza primaria, comporta inutili dispendi energetici.

Se si tratta di sonde adibite alla misurazione di parametri legati all'aria interna di un ambiente, bisognerà aver cura di posizionare l'elemento sensibile nel punto in cui si ritiene le condizioni siano rappresentative di una parte o dell'intero alloggio (se si tratta, ad esempio, di una regolazione di zona) o di una stanza (se si tratta di regolazione ambiente). In genere, si cerca di evitarne il montaggio:

- vicino a porte che comunicano con un ambiente non condizionato;
- in punti soggetti a soleggiamento per gran parte della giornata;
- a meno di 1÷2 m dalle finestre;
- all'interno di nicchie, dietro le porte, dietro le tende, entro mobili o in zone ristrette con poco giro d'aria, in quanto lì le condizioni puntuali si discostano notevolmente dai valori medi circostanti;
- su pareti esterne;
- vicino a fonti di disturbo, per natura termica (canne fumarie, tubi dell'acqua calda, correnti d'aria calda o fredda, ecc.) o elettromagnetica (televisori, modem, ecc.)

Quando i conduttori elettrici sono sotto traccia, è necessario tappare il tubo contenente i fili per evitare che la corrente d'aria influenzi la misura della temperatura.

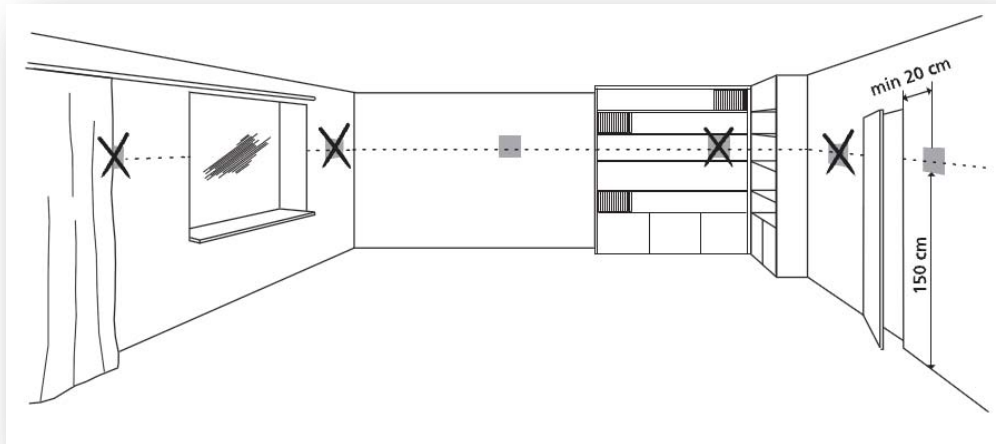


Figura 1. Esempi di corretto e scorretto posizionamento delle sonde di temperatura in ambiente.

Altra raccomandazione, è quella di adottare termometri digitali, in modo che la lettura possa essere eseguita dall'utente senza toccare la sonda con le mani, azione che potrebbe distorcere gravemente la lettura.

Inoltre, dal momento che la radiazione solare entrante attraverso i componenti vetrati influenza pesantemente la temperatura dell'aria ambiente, è bene posizionare la sonda in un punto che sia raggiunto il prima possibile dai raggi solari nell'arco della giornata.

Quanto all'altezza di installazione della sonda, assodato che ogni ambiente è più o meno marcatamente soggetto a stratificazione verticale della temperatura a causa dei moti convettivi naturali, le opportunità di scelta sono diverse:

- l'altezza media della stanza (tipicamente 1,5 m);
- l'altezza del baricentro di una persona in piedi (tipicamente 1,1 m);
- l'altezza del baricentro di una persona seduta (tipicamente 0,6 m).

Se l'obiettivo primario della regolazione è assicurare il comfort ambientale, le ultime due opzioni sono quelle da perseguire. La prima opzione è invece utile se la sonda assolve anche le funzioni di regolazione di un termostato, in quanto dev'essere agevolmente impostabile il *set-point* ed eventualmente la programmazione oraria.

Infine, si segnala che l'adozione di sensori *wireless* (via radio) da qualche tempo disponibili sul mercato affranca il posizionamento della sonda dai tradizionali problemi delle installazioni via cavo, che imponevano vincoli di collocamento. Ora, compatibilmente con il mobilio, praticamente ogni posizione è praticabile.

1.3 Strategie di regolazione per impianti termici

1.3.1 Regolazione manuale centrale

L'ultimo riferimento a questo tipo di regolazione è contenuto nella UNI 10348 del 1993, sostituita nel 2008. La normativa vigente (UNI/TS 11300-2 e UNI EN 15316) non contempla questo tipo di regolazione su nuove installazioni, tuttavia non è raro imbattersi in impianti esistenti di tal sorta, in sede di diagnosi energetica. In questo caso, la regolazione è declinata al controllo manuale tramite il termostato di caldaia: esso controlla la temperatura di mandata del fluido termovettore ai terminali di impianto. Nel caso di un edificio condominiale, con una simile regolazione non si riesce ad ottenere né la costanza nel tempo né l'uniformità nello spazio della temperatura ambiente nei diversi alloggi. Per questo motivo, in sede di calcolo del rendimento di regolazione, la norma UNI/TS 11300-2 raccomanda di ridurre del 5% il valore tabulato per la regolazione climatica dello stesso tipo di terminale, la quale dipende a sua volta dal fattore di utilizzazione degli apporti e dal rapporto apporti/perdite.

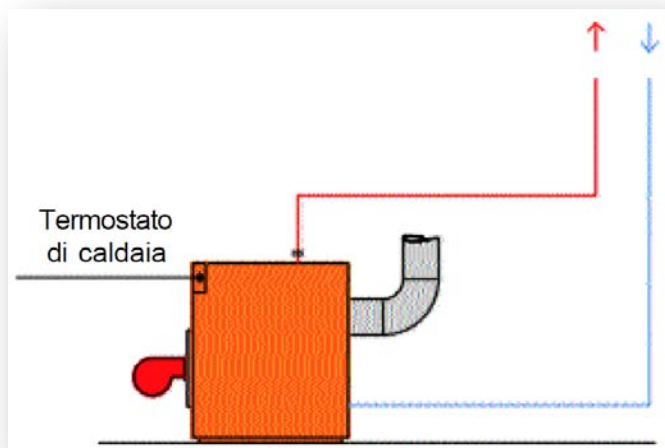


Figura 2. Schema rappresentativo della regolazione manuale centrale.

1.3.2 Regolazione climatica

Ogni tipo di regolazione è mossa dal principio secondo cui l'energia termica fornita dal generatore debba essere istante per istante fedele al fabbisogno energetico dell'edificio. In prima istanza, si può ritenere questo fabbisogno proporzionale alle sole dispersioni termiche per trasmissione e ventilazione, a loro volta dipendenti dalla temperatura dell'aria esterna. La regolazione climatica individua proprio nella temperatura esterna il parametro più rappresentativo del fabbisogno termico, facendo di essa la grandezza regolante del sistema. La grandezza regolata può essere:

- la temperatura di mandata del fluido termovettore;
- la temperatura media del fluido termovettore;
- la temperatura ambiente.

In letteratura, a seconda della grandezza regolata, si suole distinguere tra:

- “regolazione climatica”, se la grandezza regolata è la temperatura del fluido termovettore;
- “compensazione climatica”, se la grandezza regolata è la temperatura ambiente.

Infatti, nel campo dei controlli automatici, quando il valore di *set-point* di una grandezza (in questo caso la temperatura ambiente) si modifica in base al valore assunto da una seconda variabile (in questo caso la temperatura esterna), si parla di “compensazione” o “azione compensatrice”.

In particolare:

- si distingue tra compensazione diretta (caso del raffrescamento, quando all’aumentare della temperatura esterna si ha un aumento del valore di *set-point* della temperatura ambiente) e compensazione inversa (caso del riscaldamento, quando le variazioni hanno segno discorde);
- la legge che lega la temperatura esterna alla grandezza regolata viene denominata “curva/retta climatica” o “curva/retta di compensazione (climatica)”;
- la grandezza regolante (cioè la temperatura esterna) viene detta “grandezza compensatrice”: essa viene letta da un regolatore (detto “*master*” o “compensatore”) e trasformata in un “segnale compensante”. Quest’ultimo viene poi inviato ad un secondo regolatore (detto “*submaster*” o “regolatore di base”), collegato all’organo finale di regolazione (valvola a tre vie motorizzata);
- il rapporto tra variazione della grandezza regolata e variazione della grandezza compensatrice viene definito “autorità di compensazione” e, qualora i regolatori abbiano il medesimo campo, rappresenta graficamente la pendenza della retta climatica (“*slope ratio*”).

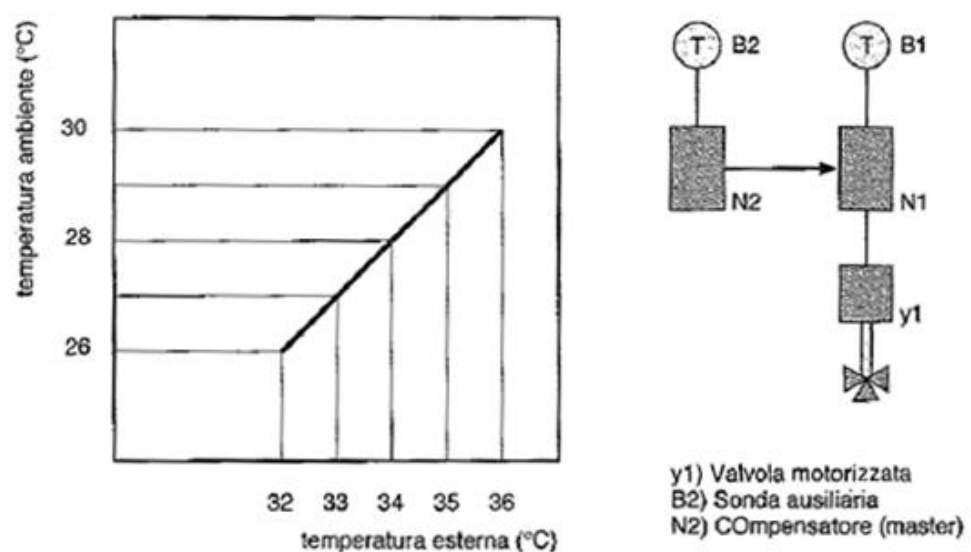


Figura 3. Grafico e schema di un gruppo di regolazione con compensazione.

Tuttavia, anche quando la regolazione avviene sulla temperatura del fluido termovettore (media o di mandata) si usa la stessa nomenclatura di cui sopra. Si può tracciare ancora una curva climatica, caratterizzata da:

- una pendenza fissa, funzione delle caratteristiche di emissione dei terminali di impianto (pannelli radianti, radiatori, ventilconvettori, ecc.), della loro modalità di gestione, del grado di isolamento dell'edificio e della sua inerzia termica;
- una quota fissa se il regolatore opera in circuito aperto, variabile se il regolatore opera in circuito chiuso; se la quota è fissa, è definita dal punto con coordinate temperatura di mandata di progetto – temperatura esterna di progetto.

Il regolatore climatico a circuito aperto si compone di una centralina elettronica digitale, a cui sono collegate due sonde di temperatura (una di mandata all'impianto e una esterna) ed un servomotore che aziona la valvola a tre vie con funzione miscelatrice. La sonda esterna va posizionata su una parete a Nord, o comunque in condizioni di ombreggiamento, affinché la lettura non sia distorta dall'effetto della radiazione solare. La centralina elabora il segnale proveniente dalla sonda esterna e, in base alla curva climatica selezionata per l'edificio in cui è installata, determina il valore ideale della temperatura di mandata, lo confronta con il valore effettivo misurato dalla sonda di mandata e, se necessario, agisce sulla valvola miscelatrice.

Tuttavia, un simile controllo è tanto più inefficace quanto più sul bilancio termico dell'ambiente incidono gli apporti gratuiti (radiazione solare e carichi interni). Infatti, l'identificazione della temperatura esterna come unico parametro rappresentativo è una semplificazione spesso troppo pesante per conseguire un livello soddisfacente di regolazione. Il sistema di regolazione climatica, non avendo alcun riscontro della temperatura ambiente, non può considerare gli effetti del soleggiamento, del grado di occupazione e dei diversi apporti interni (lampade, PC, ecc). Questi flussi termici aumentano la temperatura ambiente, con sovratemperatures rispetto al valore di *set-point* e rischio di discomfort. In un edificio condominiale, una regolazione centrale di questo tipo non può assicurare l'uniformità della temperatura ambiente tra i diversi alloggi, inevitabilmente soggetti ad apporti gratuiti di entità differente, a seconda delle abitudini abitative e dell'orientazione cardinale dell'appartamento. Una volta stabilita una temperatura di mandata risultante dal compromesso tra le diverse esigenze, alcuni alloggi registreranno temperature superiori al *set-point*, altri ancora temperature minori, dando luogo a continue diatribe. Per queste ragioni, la pratica tecnica accetta di installare questo tipo di regolazione nei nuovi impianti solo nel caso in cui gli apporti solari ed interni nel mese a maggior insolazione nel corso della stagione di riscaldamento siano inferiori al 20% del fabbisogno energetico complessivo dello stesso mese.

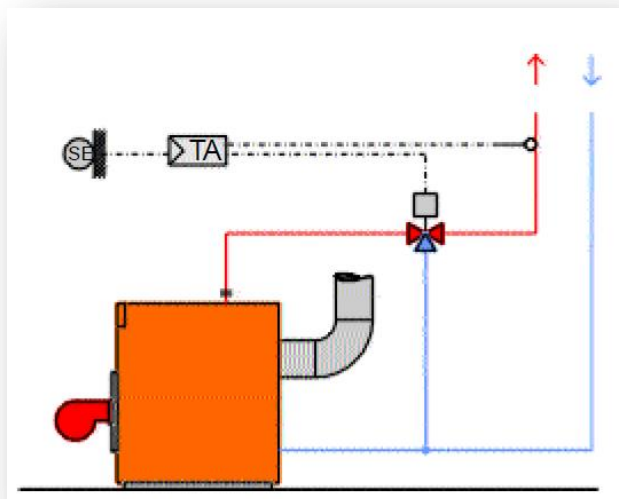


Figura 4. Schema rappresentativo della regolazione climatica centrale.

1.3.3 Regolazione a punto fisso

Questa tipologia di regolazione è perfettamente contrapposta alla logica climatica, in quanto prevede il mantenimento della temperatura di mandata del fluido termovettore ad un valore costante, indipendente dalle condizioni climatiche esterne.

Inizialmente, questo valore veniva settato manualmente dall'utente sulla valvola termostatica, costringendolo a continue azioni di regolazione per adeguarsi alla variabilità delle sollecitazioni termiche agenti sull'edificio. Oggi, invece, la valvola termostatica è tarata sulla temperatura di mandata di progetto (quella massima, in corrispondenza della minima temperatura esterna) e la temperatura ambiente viene mantenuta da termostati di zona o di ambiente, agenti sugli attuatori elettrotermici presenti sulle valvole di zona o sulle testine circuito di distribuzione. La temperatura interna letta dal termostato viene infatti confrontata con quella di *set-point* impostata e, se superiore, viene disalimentato elettricamente l'attuatore, in modo da mandare in totale chiusura o in parzializzazione il circuito di acqua calda. Quando tutti i circuiti dell'impianto sono in posizione di totale chiusura, un microinterruttore ausiliario comanda lo spegnimento della pompa di circolazione. Insomma, mentre la regolazione climatica agisce sulla temperatura del fluido termovettore, la regolazione a punto fisso modifica la portata circolante.

In queste tipologie di impianti assume particolare importanza la scelta del tipo di regolatore cui è collegato il termostato ambiente/di zona: come riportato nella *Tabella* della UNI/TS 11300-2 riportata in *Appendice*, il rendimento di regolazione sarà tanto più elevato spostandosi dal funzionamento on/off a quello proporzionale (P), proporzionale-integrativo (PI) o proporzionale integrativo derivativo (PID). Approfondimenti sui vari tipi di regolatori sono contenuti nel *Paragrafo 1.4*.

La regolazione in portata è il concetto che sta alla base della regolazione di zona e della regolazione ambiente. Sempre più spesso viene abbinata ad una pre-regolazione centrale di tipo climatico, in modo da sfruttare i vantaggi di entrambi i tipi di controllo e conseguire rendimenti di regolazione vicini all'unità.

La regolazione di zona nasce negli anni 70/80 in concomitanza con la diffusione degli impianti di distribuzione orizzontale per edifici condominiali. In questo tipo di distribuzione, il generatore di calore produce acqua calda a temperatura costante per qualsiasi condizione esterna e la immette in un montante di mandata da cui si dipartono orizzontalmente le n ramificazioni verso gli n appartamenti dell'edificio. Similmente, afferiscono ad uno stesso montante di ritorno gli n rami di ritorno dagli appartamenti. Il circuito di distribuzione costituito dai due montanti verticali ed il circuito di distribuzione interno ad ogni appartamento sono separati da una cassetta. Entro la cassetta è contenuta una valvola a tre vie, posta sul ritorno², denominata "valvola di zona". Essa, pur avendo due ingressi ed un'uscita, opera da deviatrice in mandata: ciò significa che la temperatura di mandata ai vari terminali d'impianto sarà costante e pari a quella prodotta dal generatore centrale, mentre potrà essere modulata la portata di fluido termovettore inviata entro ogni appartamento. La valvola a tre vie è infatti pilotata da un regolatore che riceve segnali dal termostato di zona (dove qui con "zona" si fa riferimento ad un intero appartamento). Il termostato viene ubicato in un locale di riferimento e si occupa del mantenimento nel tempo del valore di temperatura ambiente impostato. Il valore letto dal termostato viene inviato ad un regolatore che potrà agire sulla valvola di zona con azione di on/off oppure modulante (P, PI o PID). Seppur faccia registrare un incremento del rendimento di regolazione lieve (*Tabella* della UNI/TS 11300-2 riportata in *Appendice*), l'azione proporzionale offre un benessere decisamente superiore rispetto alla regolazione tutto/niente.

Questo sistema può garantire l'uniformità della temperatura tra i vari appartamenti, ma non l'omogeneità della temperatura tra le varie stanze che compongono lo stesso alloggio, in quanto ognuna sarà caratterizzata da apporti termici o da gradi di occupazione diversi.

Oggi, la regolazione di zona può essere applicata in senso più ampio anche ad edifici di natura non condominiale: una "zona" può infatti essere rappresentata dalle stanze aventi la stessa esposizione (nord, sud, ...) oppure la stessa destinazione d'uso (zona notte/giorno, zona uffici, ...). Tuttavia, la modalità di regolazione della potenza si esplica sempre attraverso il controllo della portata del fluido termovettore con valvola a tre vie.

Ricorrendo contestualmente anche alla pre-regolazione climatica centrale, si rende la regolazione finale di zona meno gravosa e più precisa, elevando di qualche punto percentuale il rendimento di regolazione (*Tabella* della UNI/TS 11300-2 riportata in *Appendice*).

Per affinare ulteriormente la regolazione ed ottenere la temperatura desiderata in ogni singolo locale dell'appartamento (o della "zona") è necessario ricorrere alla regolazione per singolo ambiente, con o senza pre-regolazione centrale climatica.

² Più raramente per la modulazione della portata si utilizza una valvola a due vie montata sul ramo di mandata.

Si tratta di regolare la potenza erogata dai terminali di una stessa stanza (radiatori, ventilconvettori, pannelli radianti, ...) in funzione del fabbisogno energetico attuale, e quindi della variabilità di clima, apporti termici e grado di occupazione. La regolazione avviene ancora una volta modulando la portata, e può servirsi di organi finali quali:

- valvole termostatiche auto-azionate;
- valvole elettroniche o elettriche (dette anche “elettrotermiche”), comandate da un termostato ambiente per ogni stanza.

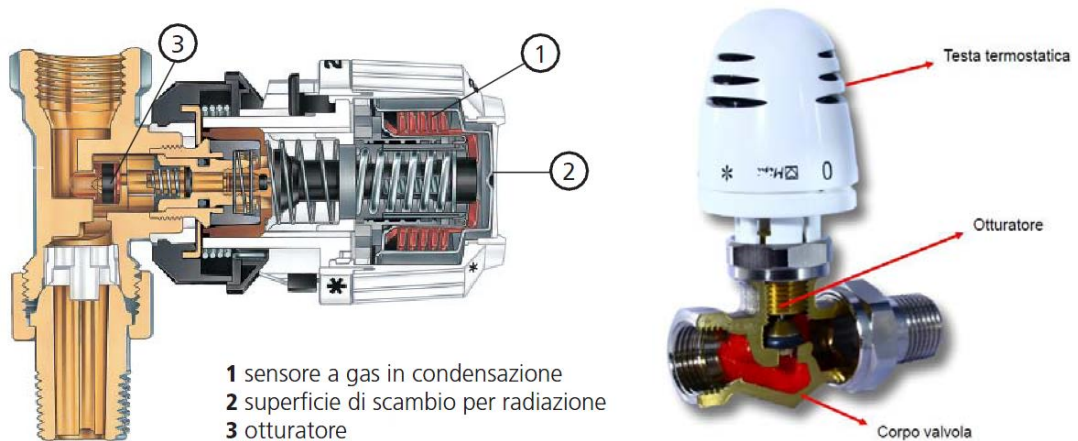


Figura 5. Sezioni di una valvola termostatica.

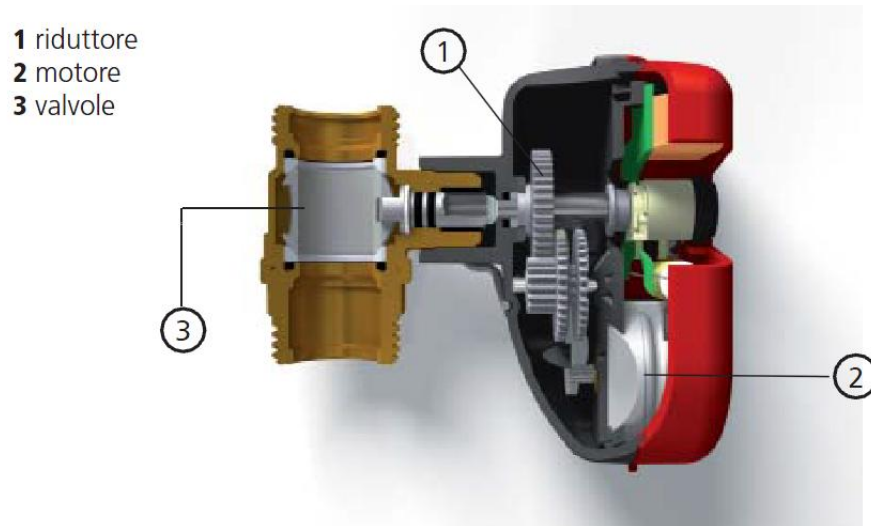


Figura 6. Sezione di una valvola elettrica.



Figura 7. Tipiche installazioni delle valvole per il controllo della portata: a sinistra, una valvola termostatica applicata ad un radiatore, a destra valvole elettrotermiche applicate alle testine di un collettore di distribuzione per impianto radiante.

Se si accompagna a questo tipo di regolazione l'installazione di un cronotermostato agente sulla valvola di zona, è possibile dettare due livelli di funzionamento per l'impianto:

- uno diurno, in cui è la regolazione per singolo ambiente, attuata dalle valvole termostatiche o elettroniche, a mantenere la temperatura di *set-point*; il termostato di zona durante queste ore viene impostato ad un livello superiore rispetto a quello delle valvole termostatiche, così da cedervi il controllo della temperatura ambiente;
- uno notturno, in cui è la regolazione di zona a mantenere omogenea la temperatura dell'intero alloggio, ad un valore più basso ("attenuazione notturna").

Tuttavia, la consolidata esperienza nel settore mostra che la variazione del punto di regolazione nell'arco delle 24 ore non comporta alcuna variazione dell'energia utile dispersa dall'edificio. Piuttosto, è sempre più frequente il funzionamento in continua dell'impianto, con temperature diversificate a seconda della destinazione d'uso dei vari locali (esempio: 18 °C nelle camere, 20 °C nelle cucine, 22 °C nei soggiorni e nei bagni). Lo spegnimento dell'impianto o l'abbassamento del *set-point* viene limitato alle situazioni in cui si prevede un periodo di assenza superiore alle 24 ore: in tal caso sarà compito della valvola di zona, comandata dal termostato ambiente, realizzare l'attenuazione, in modo da non modificare la posizione delle valvole termostatiche.

1.3.4 La valvola termostatica

La valvola termostatica è una valvola modulante, auto-azionata, generalmente a due vie. Essa agisce regolando il corpo scaldante su cui è installata con lo scopo di mantenere la temperatura impostata dall'utente sulla ghiera. In realtà il settaggio è indiretto: sulla manopola della valvola compare una scala numerata (es. da 0 a 6), in cui ogni posizione corrisponde approssimativamente ad una determinata temperatura ambiente. Alcuni produttori commercializzano oggi teste termostatiche elettroniche, dotate di display con visualizzazione della temperatura impostata.

Il principio di funzionamento è il seguente: un aumento della temperatura dell'ambiente provoca un aumento del volume del fluido (liquido o gas) all'interno della testa termostatica. Esso perciò va ad agire in spinta meccanica, avvicinando l'otturatore alla sede della valvola e riducendo così l'area di passaggio e la portata di fluido termovettore. Un abbassamento della temperatura ambiente provoca un'azione contraria.

Affinché l'azione di regolazione sia efficace, è necessario che essa sia caratterizzata da:

- Piccola banda proporzionale:
la banda proporzionale di progetto è la differenza tra la temperatura impostata dall'utente agendo sulla ghiera e la temperatura ambiente effettivamente misurata. Per ognuno di questi valori di banda proporzionale, è possibile tracciare delle curve caratteristiche (rette, in scala doppio logaritmica) che legano la portata di massa circolante con la perdita di carico realizzata.

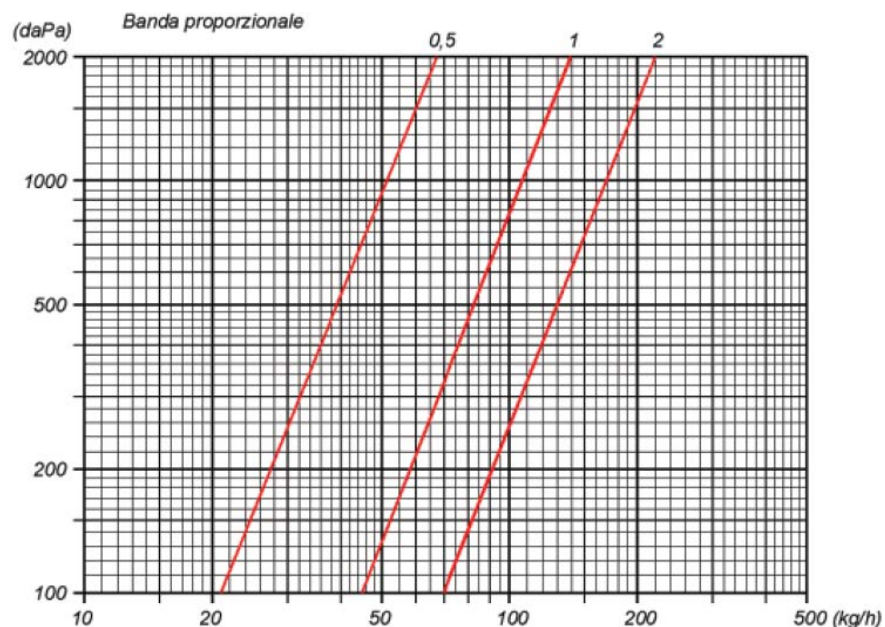


Figura 8. Caratteristica fluidodinamica della valvola termostatica.

- Elevata autorità:
l'autorità della valvola termostatica è tanto più elevata quanto più elevata è la temperatura di mandata perché, a parità di resa termica del corpo scaldante, all'aumento del salto termico corrisponde una diminuzione della portata. La valvola lavora cioè con l'otturatore vicino alla posizione di chiusura, determinando le maggiori perdite di carico all'interno del circuito di alimentazione e realizzando con maggior precisione la propria azione regolante. Come si intuisce, il presupposto per il buon funzionamento della valvola termostatica, cioè l'ampio salto termico ai capi del terminale d'impianto, ben si sposa con l'adozione di caldaie a condensazione, tanto più performanti quanto più bassa è la temperatura di ritorno. Da notare come l'aumento volontario della temperatura di mandata rispetto al valore

minimo per mantenere la temperatura di *set-point* risulta in netto contrasto con la logica della regolazione climatica.

- **Bassa inerzia:**
l'inerzia della valvola termostatica è bassa qualora il sensore sia di massa ridotta e sia ben esposto verso l'aria dell'ambiente di cui deve controllare la temperatura (esempio: non schermato dai tendaggi). In termini fisici, ciò significa che la valvola deve essere caratterizzata da un basso tempo di risposta (valore limite: 40 minuti, secondo quanto riportato dall'ENEA). Il tempo di risposta è il tempo impiegato affinché si registri una variazione della grandezza regolata (portata d'acqua) dopo un determinato gradino di variazione della temperatura ambiente.
- **Opportuna installazione:**
la valvola termostatica va sempre installata in direzione parallela al pavimento e rispettando le minime distanze da mensola, nicchia e corpo scaldante. Per superare le difficoltà dovute alle ostruzioni davanti ai corpi scaldanti, sono state sviluppate diverse soluzioni tecniche: nel caso di copriradiatori, si può ricorrere ad un comando a distanza, nel caso di tende, si usa un sensore a distanza. Per ridurre l'ingombro causato dall'installazione, alcuni produttori offrono la soluzione a tre assi, con la valvola parallela sia al pavimento sia al corpo scaldante, e quindi non sporgente.

Ai fini di un corretto funzionamento della valvola con elevata autorità, la UNI EN 215 (norma di prova delle valvole termostatiche), oltre ad un basso valore del tempo di risposta richiede anche che l'isteresi sia contenuta. L'isteresi è la differenza di temperatura tra le curve di apertura e di chiusura della valvola termostatica, a parità di portata fluente.

Tra le varie funzionalità delle valvole termostatiche, vanno ricordate:

- la possibilità di pre-regolazione: essa consiste nella limitazione della corsa di apertura dell'otturatore, indipendentemente dalla temperatura ambiente; una volta impostata in conformità con la condizione di progetto, la pre-regolazione permette il bilanciamento dell'intero impianto durante quei momenti in cui le valvole lavorerebbero in condizione di totale apertura: in fase di avviamento dopo l'attenuazione notturna o la fermata dell'impianto, oppure in occasione di transitori esagerati (dovuti ad esempio all'apertura delle finestre o all'aumento della temperatura settata dall'utente). Dal punto di vista idraulico, la determinazione della posizione di pre-regolazione corrisponde alla scelta di una precisa perdita di carico realizzata dalla valvola in condizione di totale apertura, cioè ad un valore del coefficiente K_v^3 ben preciso.

³ Il coefficiente K_v è il valore caratteristico di portata di una valvola a due o tre vie. Esso, espresso in $[m^3/h]$, rappresenta i m^3 di fluido termovettore ad una data temperatura che passano in un'ora con la valvola totalmente aperta e una perdita di carico ai suoi capi costante, di 100 kPa (1 bar).



- possibilità di bloccare il valore di temperatura desiderato tramite appositi fermi inamovibili, cosicché l'utente non possa esagerare con la regolazione della testa termostatica;
- protezione antigelo automatica: la posizione di fine corsa della valvola garantisce una temperatura minima di circa 6 °C.

L'adozione di valvole termostatiche comporta alcune conseguenze nel funzionamento dell'impianto di riscaldamento:

- la portata circolante all'interno dell'impianto crolla drasticamente (esempio: la stessa portata che prima serviva per alimentare un radiatore, ora è più che sufficiente per alimentare l'intero appartamento);
- il terminale di impianto su cui è installata la valvola termostatica sarà per metà caldo e per metà freddo;
- è necessario adottare una pompa a giri variabili e parametrizzarla correttamente (tipico: far variare il numero di giri della pompa secondo una legge "portata-prevalenza" di tipo lineare, detta "a pressione proporzionale").

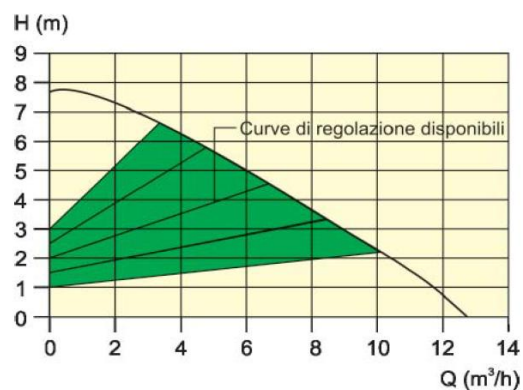


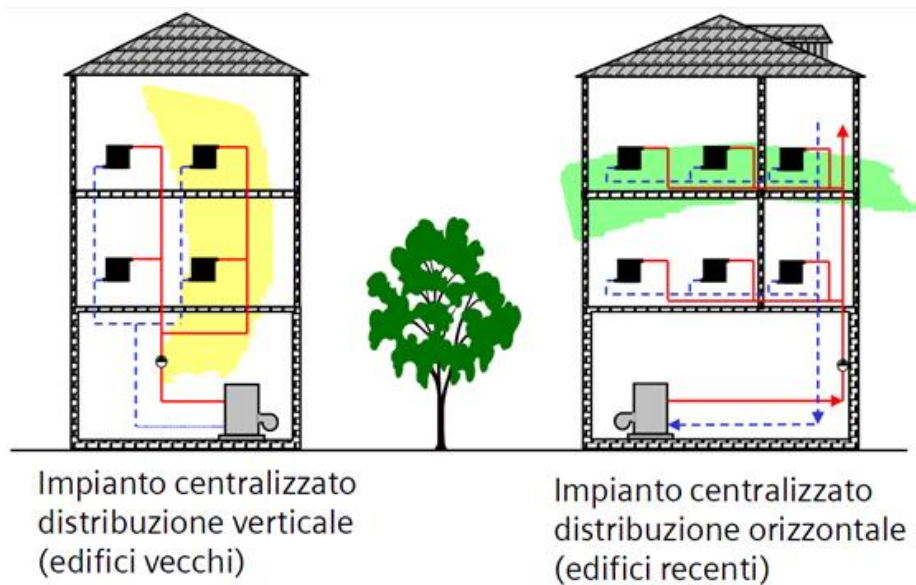
Figura 9. Curve di regolazione disponibili, "a pressione proporzionali", per una pompa a portata variabile.

L'applicazione di valvole termostatiche risulta particolarmente indicata anche negli interventi di *retrofit* per il contenimento dei consumi energetici:

- in impianti centralizzati con distribuzione a colonne montanti e regolazione climatica centrale o manuale di tipo locale, l'applicazione delle valvole termostatiche ai corpi scaldanti permette di conseguire un risparmio energetico del 25% circa (10% dovuto all'autonomia di gestione e 15%

dovuto al miglioramento del rendimento di regolazione); in questo caso la contabilizzazione del calore avviene in modo indiretto;

- in impianti centralizzati con distribuzione orizzontale e regolazione climatica centrale (ed eventuale regolazione di zona) l'applicazione delle valvole termostatiche ai corpi scaldanti permette di conseguire un risparmio energetico del 15-25% circa; in questo caso la contabilizzazione del calore può avvenire alternativamente in modo indiretto oppure in modo diretto;
- in impianti autonomi con regolazione manuale di tipo locale oppure con regolazione di zona l'applicazione delle valvole termostatiche ai corpi scaldanti permette di conseguire un risparmio energetico del 10-15% circa; poiché in questo caso il generatore è autonomo, non è necessaria una contabilizzazione del calore.



Poiché attualmente è in corso una forte spinta al consolidamento del concetto di regolazione-contabilizzazione, si ritiene opportuno chiarire in cosa consistono le due sopracitate strategie di contabilizzazione del calore:

- la contabilizzazione indiretta si rende necessaria per impianti di distribuzione verticali (detta anche distribuzione "a colonne montanti", "dal basso", o "a sorgente"). Essa fruisce di ripartitori che effettuano una stima del consumo di ciascun elemento scaldante, una volta note le sue caratteristiche geometriche (memorizzate all'interno del ripartitore) e la sua temperatura (registrata dallo stesso ripartitore, assieme alla temperatura ambiente). Il dispositivo va quindi programmato in una fase precedente all'installazione, e successivamente montato ad una quota pari al 60% dell'altezza del corpo scaldante, punto in cui sperimentalmente si registra la temperatura media logaritmica del fluido termovettore. Il ripartitore è dotato di display per una lettura locale; tuttavia, sono

commercializzati anche modelli collegati a modem, per la lettura da remoto in radiofrequenza.

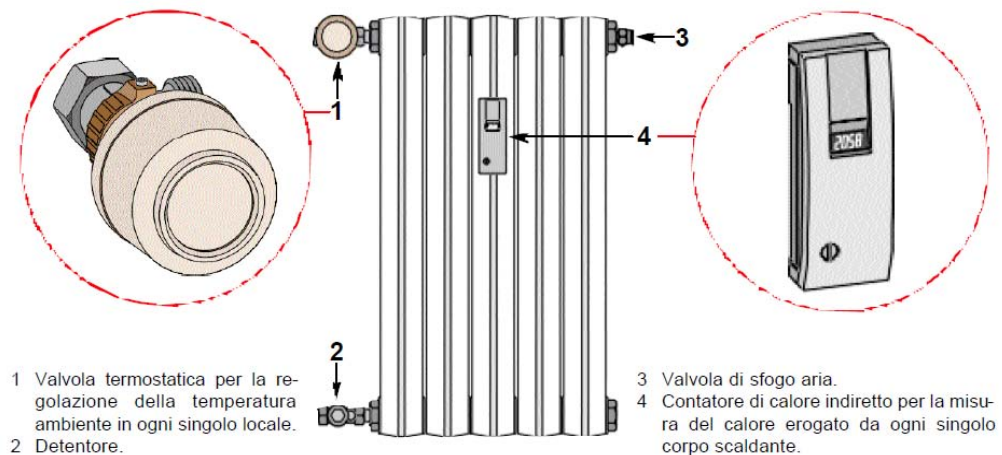


Figura 10. Esempio di applicazione di un ripartitore su un radiatore.

- la contabilizzazione diretta viene eseguita negli edifici a distribuzione orizzontale (a due colonne montanti, a collettori con cassette di zona). Si tratta, per ogni appartamento, di misurare direttamente la portata di fluido termovettore entrante nell'alloggio ed il salto termico realizzato tra mandata e ritorno. L'elaborazione di queste misure viene effettuata da un'unità elettronica detta "contacalorie", installata all'interno della cassetta di zona. Anche in questo caso, la lettura può avvenire a livello locale o a livello remoto. Particolare cura, in questo caso, va prestata al dimensionamento dell'impianto: bisogna verificare che, per ogni condizione di funzionamento, portate e differenze di temperatura siano compatibili con le caratteristiche del contatore di calore e tali da assicurare il minore errore di misura possibile (entro il *range* $\pm 5\%$, come raccomandato dal DPR 59/09). I dati su consumo, funzionamento ed eventuali anomalie elaborati dai contatori sono centralizzati tramite cavo Bus ad un concentratore con *display*, generalmente posto in centrale termica.



Figura 11. Schema di collegamento di un contatore di calore.



Figura 12. Esempio di contatore di calore per la contabilizzazione diretta (a sinistra) e di ripartitore per la contabilizzazione indiretta (a destra).

La contabilizzazione si rende necessaria per motivare l'utente ad usufruire del sistema di regolazione e dei suoi benefici. Si può quindi fondere regolazione e contabilizzazione in un binomio inscindibile, latore di consolidati vantaggi a livello di edificio condominiale:

- autonomia gestionale (reca gli stessi vantaggi dell'impianto autonomo, senza i suoi problemi di manutenzione, sicurezza e limitato rendimento);
- migliore comfort termico, grazie al continuo adattamento alle esigenze dell'utente;
- eliminazione di eventuali sbilanciamenti, garantendo le temperature prefissate in ogni locale di ogni appartamento;
- consistente riduzione dei consumi di energia primaria: evitando sprechi termici, si conseguono benefici economici tali da ripagare l'investimento in pochi anni;
- maggiore equità nella suddivisione dei costi di approvvigionamento energetico: infatti, come predisposto dalla norma UNI 10200:2013, la bolletta termica di ogni utente si compone di due quote, una "a consumo" (calore prelevato) ed una "fissa" (altre spese indipendenti dalla gestione del singolo e ripartite a "millesimi di riscaldamento").

1.4 Tipologie di regolatore

L'evoluzione dei controlli automatici per sistemi HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*) è proceduta speditamente nel corso di questi ultimi decenni, passando da un primordiale controllo di tipo “*stand-alone*” (un regolatore per ogni variabile di processo controllata) ad una complessa gerarchia di livelli descritti dall'architettura di controllo.

Oggi, è possibile discernere tra diversi livelli:

- livello di campo: riguarda la regolazione di n variabili all'interno dell'impianto;
- livello di automazione: si occupa del coordinamento e della gestione di più variabili o processi controllati singolarmente a livello di campo;
- livello di gestione: si tratta della supervisione di tipo remoto di più impianti, centrali o sotto-centrali, dislocati anche in diversi edifici posti a grandissima distanza.

L'integrazione di questi tre livelli di controllo automatico è conosciuta come:

- BAS (*Building Automation System*) se l'unica funzione è quella di monitoraggio dei dispositivi ed eventuale produzione di allarmi;
- BACS (*Building Automation Control System*) se oltre al monitoraggio, il sistema è in grado di elaborare algoritmi per la regolazione dei dispositivi, secondo le logiche programmate.

Talora, si vuole distinguere il sistema di supervisione dell'edificio in base alla funzione. Non è raro quindi imbattersi negli acronimi EMS (*Energy Management System*, per il monitoraggio dei consumi energetici), EMCS (*Energy Management and Control System*, per il monitoraggio e la regolazione dei vari impianti energetici), FMCS (*Facilities Management and Control System*, integra l'EMCS con altri sistemi di controllo come l'impianto di illuminazione, quello anti-incendio o quello di allarme).

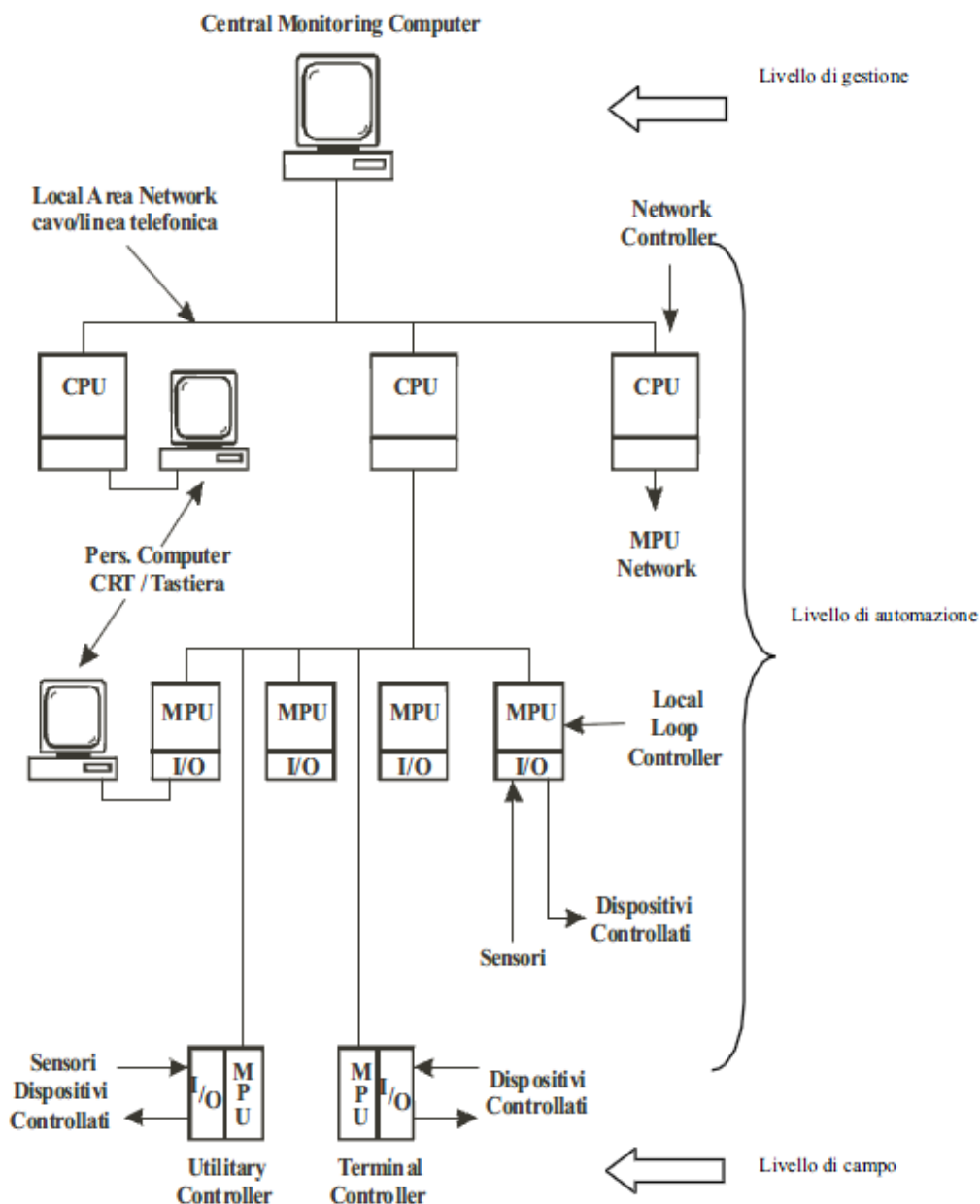


Figura 13. Esempio di sistema di controllo centralizzato. CPU: *Central Processing Unit* (processore); MPU: *Micro Processor Unit*; I/O: *Input/Output*. L'insieme dei livelli di automazione e di gestione costituiscono il livello di supervisione.

1.4.1 Livello di campo

Negli anni Cinquanta con "livello di campo" si intendeva l'azione "*stand-alone*" di un singolo regolatore (di tipo elettrico, pneumatico o elettromeccanico) su un singolo dispositivo (valvola, serranda, pompa, ecc.), atto a controllare una sola grandezza fisica (temperatura, umidità, portata, ecc.), con lo scopo di perpetuare nel tempo le condizioni di comfort ambientale. L'era digitale ha sconvolto questo paradigma nel campo dei controlli per sistemi HVAC, imponendo logiche di regolazione multi-variabile e multi-obiettivo (esempio: contenimento dei consumi energetici parallelamente al mantenimento del benessere termo-igrometrico e alla

conservazione della qualità dell'aria). Pertanto, ad un dispositivo di regolazione è richiesto di operare in sinergia e non più individualmente. Attualmente, con "livello di campo" si suole indicare proprio l'insieme delle regolazioni svolte sulle n variabili di processo controllate all'interno dei confini dello stesso impianto.

Ad oggi, il controllo di una variabile di processo all'interno del sistema-edificio avviene nella quasi totalità dei casi attraverso una regolazione ad anello chiuso (*closed loop*), come riportato nella *Figura 14*. Una volta stabilito un valore di riferimento per la suddetta variabile controllata (*set-point*), il regolatore provvede al monitoraggio in continua del suo valore effettivo, attraverso un sensore ed un trasmettitore. Questo segnale in ingresso al regolatore è meglio noto come "retroazione" o "azione di *feedback*" e produce, per differenza col valore di *set-point*, un errore che il regolatore stesso trasformerà in azione regolante. Essa si realizza inviando un segnale pilota ("*control output*") all'attuatore e quindi al dispositivo controllato (una valvola, una serranda, un componente elettrico quale un motore, ecc.).

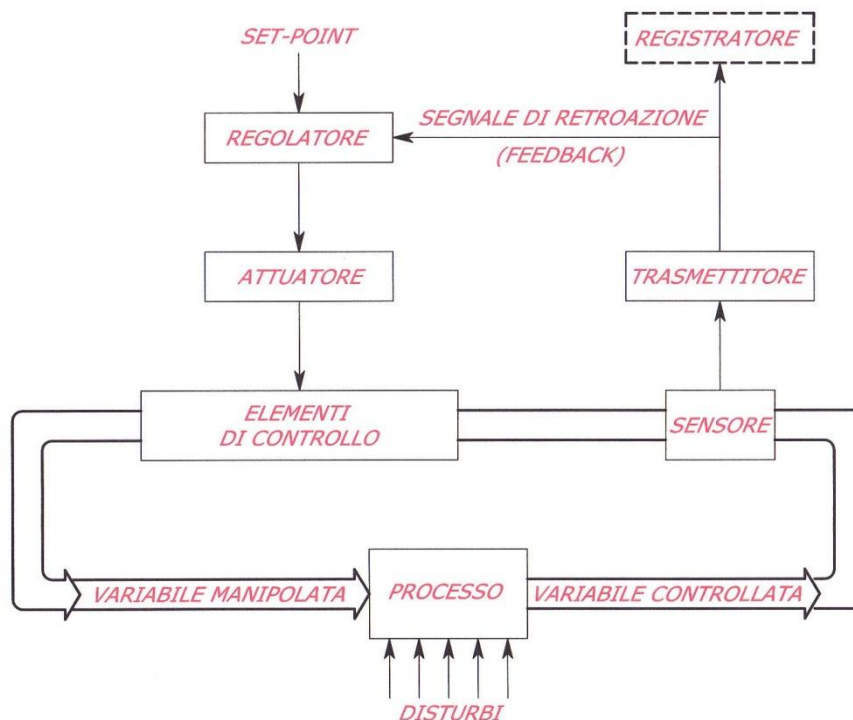


Figura 14. Schema a blocchi di un sistema di regolazione a circuito chiuso.

La "traduzione" del segnale di errore in un segnale pilota all'attuatore può declinarsi in diverse modalità, a seconda del tipo di regolatore a disposizione. È utile precisare che le modalità di intervento descritte di seguito sono comuni ai regolatori elettrici, elettronici e pneumatici.

1.4.2 Regolatore on/off, tutto o niente, a due posizioni

Si tratta del tipo più semplice di regolazione, che attiva/disattiva un dispositivo a seconda del valore assunto istantaneamente dalla variabile controllata. Ad esempio, se si tratta di un termostato, l'uscita sarà in condizione "on" per temperature ambiente più basse del valore di *set-point*, in condizione "off" per temperature maggiori. Per evitare che minimi scostamenti attorno al valore impostato inducano inutili interventi del regolatore, dando luogo ad indesiderati pendolamenti ed usura del sistema di regolazione, viene stabilito un differenziale. Esso rappresenta una piccola zona di non-intervento, un campo di insensibilità dell'apparecchio, entro il quale le fluttuazioni della grandezza regolata non provocano lo scatto dei contatti elettrici del regolatore. Il differenziale può essere centrato attorno al valore di *set-point*, oppure posto tutto al di sopra o al di sotto di esso. Altresì, esso può essere di ampiezza fissa oppure tarabile secondo diverse logiche.

Nel gergo dei controlli automatici, si distinguono:

- il differenziale impostato, la cui definizione è appena stata fornita;
- il differenziale effettivo, più ampio del precedente, dovuto all'inerzia dell'impianto (*shift* temporale tra l'istante in cui il regolatore effettua la commutazione e l'istante in cui la variabile controllata rientra nel campo del differenziale impostato); un simile ritardo è pressoché inevitabile: ad esempio, nel caso di un termostato, servirebbe che la velocità di scambio termico fosse molto lenta (dell'ordine degli 0,25 °C/h) affinché non si verificasse questo fenomeno;
- l'*overshoot*, semi-differenza tra il differenziale effettivo ed il differenziale impostato;
- lo scostamento, pari a metà del differenziale impostato.

Un altro parametro caratterizzante i regolatori on/off è la costante di tempo del sensore o TSR (tempo statico di risposta). Facendo riferimento al dispositivo più rappresentativo della categoria, ossia il termostato on/off, la costante di tempo viene definita come il tempo necessario per ottenere una variazione del 63,2% della differenza di temperatura applicata inizialmente. Il TSR è quindi un valore indicativo della velocità di reazione del sensore (in questo caso il termometro) e non può variare, in quanto dipende dalle caratteristiche costruttive.

Altro fattore critico per questo tipo di dispositivi è il posizionamento del sensore.

I costruttori hanno cercato di migliorare l'efficacia dei regolatori del tipo on/off sviluppando due soluzioni:

- i regolatori "contro-reazionati" o "anticipati": nel caso dei termostati, si tratta di aggiungere una piccola resistenza elettrica, che viene attivata quando c'è richiesta di calore, causando per effetto Joule un incremento rispetto alla semplice lettura della temperatura ambiente. Questa temperatura artificialmente più alta di quella reale, anticipa il tempo di intervento del termostato. La regolazione così congeniata viene definita "a tempo proporzionale" o "quasi-progressiva";
- i regolatori a più stadi: esiste una "zona morta" ("*dead zone*", "*dead-band*", "tempo morto" o "zona neutra") tra due stadi, entro la quale l'on/off viene

inibito. Serve oltrepassare completamente questo intervallo affinché si attivi/disattivi il gradino successivo. L'ampiezza della "zona morta" generalmente è fissa, tuttavia, come nel caso del differenziale, alcuni regolatori elettronici offrono la possibilità di tararla.

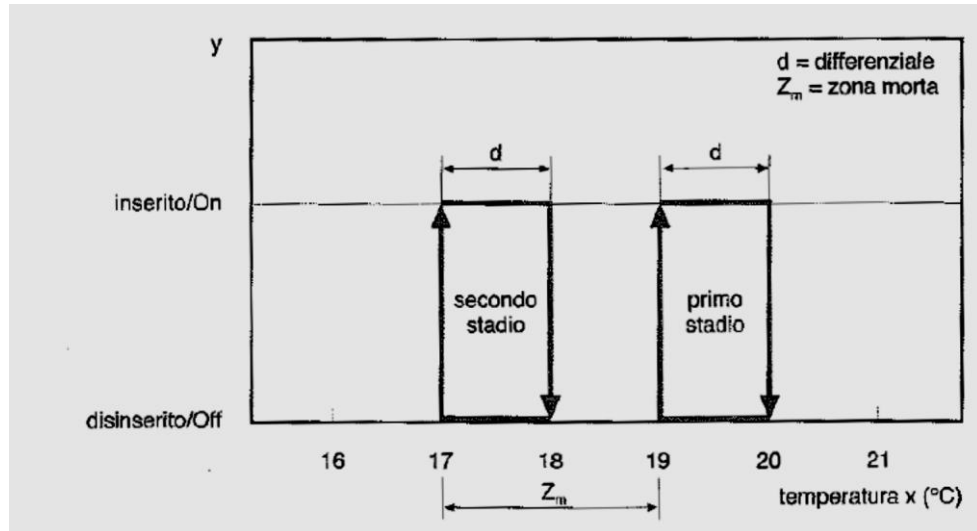


Figura 15. Funzionamento di un termostato on/off a due stadi.

Il sistema di controllo del tipo on/off nel settore HVAC assume oggi un ruolo decisamente marginale, in quanto adatto a sistemi caratterizzati da lente variazioni della variabile controllata, cioè a sistemi dotati di grande inerzia termica. Ai fini pratici, le applicazioni dei dispositivi on/off sono contenute a:

- termostati bimetallici, in genere contro-reazionati; sono termostati il cui collegamento elettrico avviene a tre fili, in cui due comandano l'organo finale di regolazione, mentre il terzo attiva la resistenza anticipatrice (qualora mancasse questo terzo filo, il termostato scadrebbe drasticamente di precisione, fino a decuplicare l'ampiezza del proprio differenziale);
- vecchi termostati di caldaia, a regolazione manuale da parte dell'utente;
- compiti di limitazione, allarme o segnalazione.

1.4.3 Regolatore proporzionale (P) o modulante

La logica sottesa dal regolatore di tipo modulante è l'adattamento dell'azione regolante prodotta all'errore registrato: tanto più grande è lo scostamento dal valore di *set-point*, tanto più consistente dev'essere la risposta prodotta. In termini analitici, l'uscita del regolatore (u) è proporzionale all'errore (e) in ingresso, come evidente dalla seguente equazione:

$$u(t) = b + K_p \cdot e(t)$$

dove compaiono i due parametri caratteristici del regolatore proporzionale:

- il guadagno proporzionale (o “costante proporzionale” o “coefficiente dell’azione proporzionale”) K_p ;
- il *bias* (o “reset”) b , utile se si vuole ottenere un’uscita non nulla quando l’errore è zero.

Si può altresì esprimere la legame tra uscita ed errore per mezzo della banda proporzionale B_p , come riportato nella seguente equazione:

$$u(t) = b + \frac{100}{B_p} \cdot e(t)$$

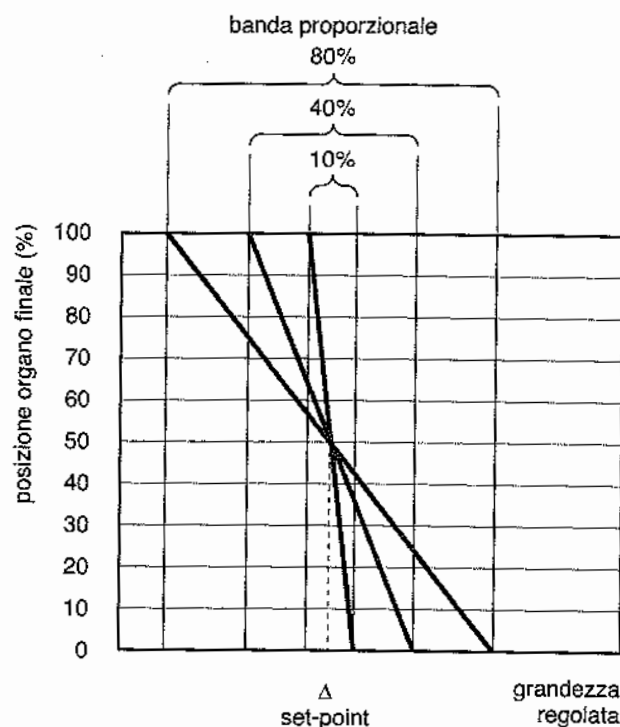
dove è evidente il legame tra banda proporzionale e guadagno proporzionale:

$$B_p = \frac{100}{K_p}$$

La relazione è valida qualora il guadagno K_p sia espresso in funzione del rapporto tra i segnali di ingresso ed uscita al regolatore, normalizzati ai rispettivi valori di fondo scala:

$$K_p = \frac{u(t)/u_{fondoscala}}{e(t)/e_{fondoscala}} - b$$

In termini più pratici, la banda proporzionale è quella minima variazione della grandezza regolata (“errore”) che è in grado di produrre, nell’organo finale di regolazione, il passaggio dalla posizione di totale chiusura a quella di totale apertura (o viceversa). Il suo valore può essere espresso in termini dimensionali (l’unità di misura è la stessa della variabile di controllo) oppure in termini percentuali, rapportandola al campo di misura del controllore in questione.



Il problema più gravoso di questo tipo di regolazione è noto come “*off-set*”, “fuori equilibrio permanente” o “errore di regime permanente”: si tratta dello scostamento a regime dal valore di *set-point*. Questo errore caratteristico si presenta ogni qual volta la perturbazione applicata al sistema sia permanente. Se invece la variazione di carico è transitoria, il regolatore proporzionale riesce a svolgere perfettamente la sua funzione.

La ragione intrinseca per cui una variazione permanente di carico non può essere affrontata efficacemente da un regolatore di tipo proporzionale può essere chiarita con un esempio. Supponiamo di avere a disposizione un regolatore di tipo P, con banda proporzionale pari a 2 °C, centrata sul valore di temperatura ambiente che si desidera mantenere (20 °C): ciò significa che, al *set-point*, l’apertura della valvola sarà pari al 50% (Figura 16). Tuttavia, il valore prefissato potrebbe anche trovarsi in testa alla banda proporzionale (Figura 16): in tal caso, la valvola per mantenere il *set-point* si troverebbe in posizione di totale chiusura. Se ora interviene una perturbazione permanente sul sistema (ad esempio cala la temperatura esterna), la regolazione tenderà a mandare in apertura la valvola. All’aumentare del segnale di comando, tuttavia, corrispondono temperature ambiente non più di 20 °C, ma inferiori. Sarà dunque impossibile, con quel grado di apertura, mantenere il *set-point* e si accetterà che il sistema si stabilizzi ad un valore inferiore: lo scostamento in questione è proprio quello che è stato definito *off-set*.

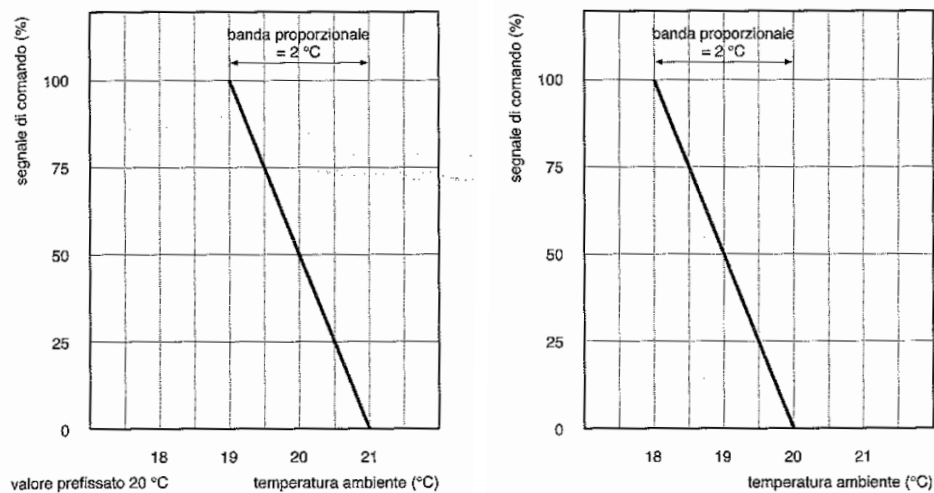
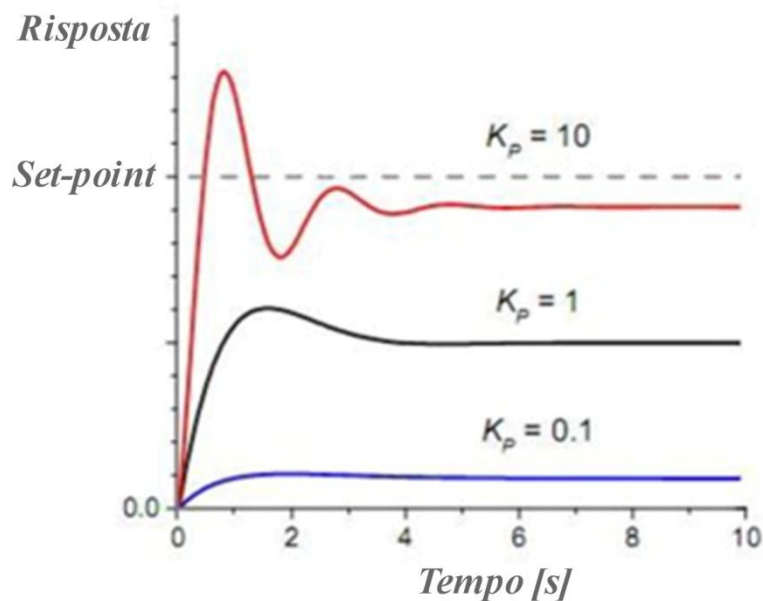


Figura 16. Relazioni tra posizione del *set-point* e della banda proporzionale in un regolatore P.

L’*off-set* può essere ridotto aumentando il guadagno k_p (ossia riducendo l’ampiezza della banda proporzionale), accettando però una dilatazione dei tempi richiesti per arrivare a regime. Quest’intervento si rende spesso necessario per rendere il sistema più sensibile, quando si ha l’impressione che la grandezza regolata stia sfuggendo al controllo: diminuire la banda proporzionale, infatti, significa che basterà una minor variazione dell’errore in ingresso al regolatore per ottenere un significativo cambiamento del segnale di comando in uscita. Insomma, più alto è il guadagno (più bassa è la banda proporzionale), maggiori sono la precisione e la reattività del regolatore, ma minore è la capacità di giungere velocemente a convergenza. La scarsa stabilità di un regolatore con alto guadagno

è rappresentata dai caratteristici pendolamenti iniziali che caratterizzano la risposta. Qualora il processo sotto controllo fosse caratterizzato da rapidi transitori, le oscillazioni nella risposta si farebbero altrettanto veloci ed il sistema tarderebbe perciò a stabilizzarsi. In questo caso è necessario ridurre il guadagno, ossia ampliare la banda proporzionale, accettando un incremento dello scostamento permanente. Questa azione è necessaria anche quando si è realizzato un incremento indebito del guadagno, tale da rendere il regolatore tanto sensibile da intervenire anche a fronte di piccole perturbazioni (“rumori di misura”).

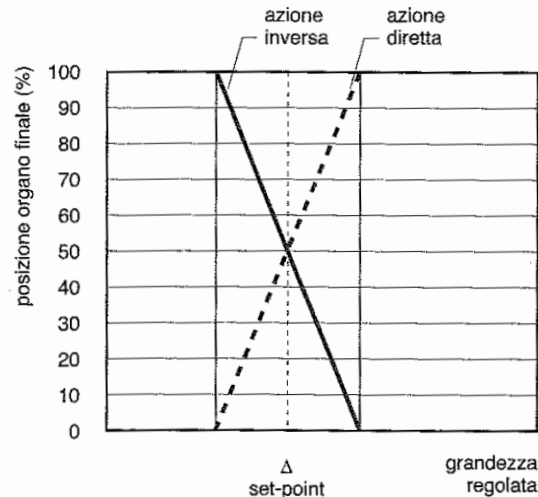


Un modo alternativo per cercare di annullare l'*off-set* è scegliere un valore appropriato del *bias* b , tale da produrre un'azione regolante $u(t)$ non esclusivamente dipendente dall'errore $e(t)$.

Da un punto di vista meccanico, l'azione regolante di un controllore di tipo P fa sì che la posizione dell'organo finale di regolazione lungo la propria corsa risulti proporzionale all'errore rilevato. Ciò significa che tutto il campo d'azione del dispositivo finale può essere sfruttato per inseguire la variabile controllata.

In base al segnale di comando prodotto in uscita, è d'uso comune operare la seguente distinzione, tra regolatori:

- ad azione diretta: all'aumento della variabile di controllo corrisponde un incremento della risposta del regolatore (caso del raffreddamento);
- ad azione inversa: all'aumento della variabile di controllo corrisponde un decremento della risposta del regolatore (caso del riscaldamento).



L'associazione del tipo di azione al periodo estivo o invernale è valida solo sotto l'ipotesi di organi finali di regolazione del tipo NC (normalmente chiusi): supponendo il caso di valvole (a due o tre vie), esse saranno in totale chiusura quando il segnale di comando risulta nullo⁴, intercettando la portata di fluido termovettore.

In conclusione, il blocco proporzionale risulta molto utile se l'obiettivo è quello di inseguire il più velocemente possibile il segnale di riferimento (*set-point*), accontentandosi tuttavia di non raggiungerlo mai perfettamente. Nonostante l'entità dello scostamento non crei problemi nella maggior parte degli impianti HVAC, qualora esso non potesse essere accettato o venisse giudicato eccessivo, bisognerebbe:

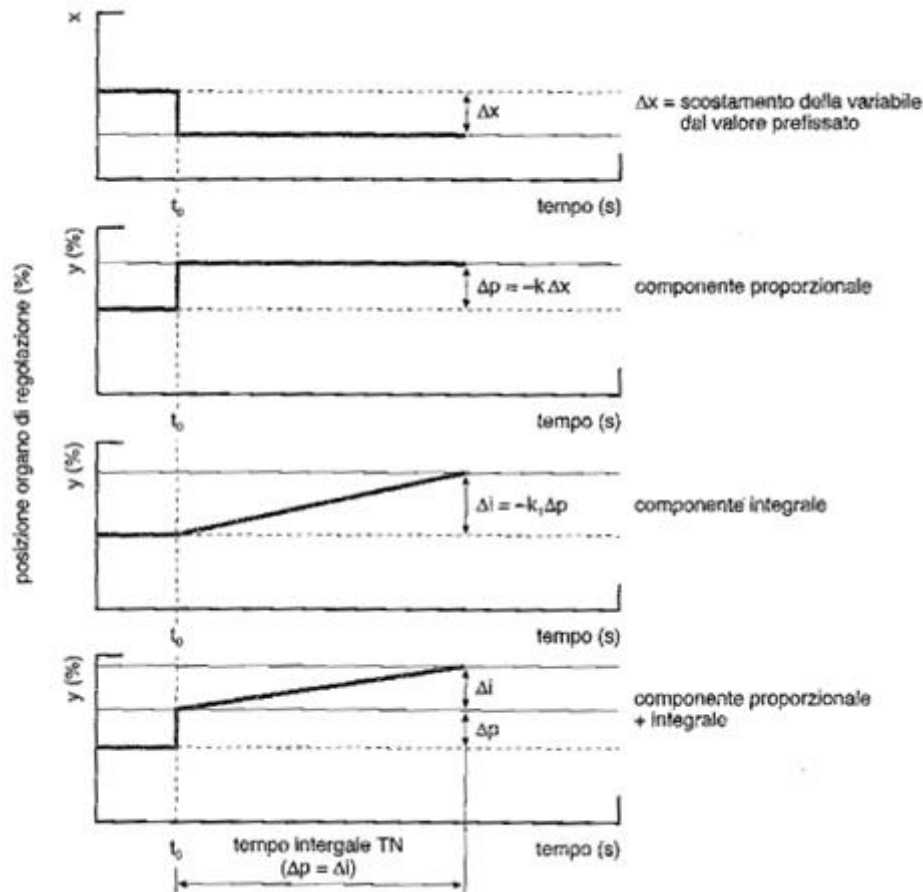
- aumentare il guadagno, verificando la stabilità del sistema ad anello chiuso (*criterio di Routh* o *diagramma di Nyquist*);
- adattare il valore del *bias* ("reset");
- introdurre un'azione integrale nel regolatore.

1.4.4 Regolatore proporzionale integrale (PI)

L'evoluzione nel campo dei controlli automatici ha suggerito la sovrapposizione di un'azione integrale a quella proporzionale, con l'intento di eliminare definitivamente il problema dell'*off-set* in occasione di variazioni di carico permanenti. La logica di intervento è la seguente: una volta stabilito un intervallo di tempo opportuno ("tempo di integrazione"), se entro questo periodo la variabile regolata non riesce a raggiungere il valore di *set-point* grazie alla sola azione proporzionale, il regolatore invia un ulteriore segnale, di valore uguale a quello iniziale, allo scopo di eliminare ogni scostamento. Insomma, l'*off-set* viene annullato ripetendo la correzione puramente proporzionale in un arco di tempo prefissato. Questo tipo di regolazione si ottiene tramite la programmazione di un controllore elettronico, che permetta di memorizzare l'andamento temporale della

⁴ Non è detto che anche l'errore risulti nullo (cioè non è detto che tale posizione sia quella associata al valore di *set-point*). Ciò dipende dal *bias* del regolatore, come si evince dall'equazione caratteristica del regolatore proporzionale.

variabile controllata (tipicamente la temperatura ambiente) e di elaborare un segnale di comando sulla scorta della serie di dati memorizzata.



In termini analitici, l'azione integrale può essere espressa nella seguente forma:

$$u(t) = K_I \int_0^t e(\tau) d\tau$$

dove K_I è noto come "guadagno integrale" o "coefficiente dell'azione integrale".

Come si può notare, la componente integrale dell'uscita è proporzionale all'integrale dell'errore $e(t)$, e perciò al suo valor medio. Sommando questo contributo con quello proporzionale (senza il *bias*, ora superfluo), discende l'espressione dell'uscita del regolatore:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(\tau) d\tau \right]$$

dove compare il parametro caratteristico dell'azione integrale: il tempo di integrazione T_I , a volte designato come "tempo integrale" T_N o "tempo di *reset*".

Esso viene definito come il rapporto tra i coefficienti dell'azione proporzionale e dell'azione integrale:

$$T_I = \frac{K_p}{K_I}$$

Esattamente come la banda proporzionale è inversamente proporzionale a K_p nei regolatori di tipo P, qui è il tempo di integrazione ad essere inversamente proporzionale a K_I .

Alcuni regolatori PI offrono la possibilità di tarare la banda proporzionale e il tempo di integrazione: il loro settaggio non è tuttavia indipendente, in quanto tra di loro vige una relazione di inversa proporzionalità. Allo scopo di attribuire al regolatore l'azione integrale più appropriata per centrare gli obiettivi di precisione e di stabilità, si procede per passi:

- si porta la banda proporzionale al valore minimo, per massimizzare la precisione e la reattività del regolatore;
- si porta il tempo di integrazione al valore massimo;
- si imposta sul regolatore il valore di *set-point* per la variabile regolata;
- si mette in funzione l'impianto, esaminando la risposta del regolatore: qualora presenti delle pendolazioni, si provvede ad aumentare la banda proporzionale fino, e non oltre, alla loro scomparsa;
- si diminuisce il tempo di integrazione fino a non incorrere nuovamente nella comparsa delle oscillazioni.

Infatti, diminuire il tempo di integrazione T_I (aumentare K_I a parità di K_p) significa attribuire maggiore importanza all'azione integrale: l'integrale dell'errore salirà più rapidamente verso il valore di *set-point*. Tuttavia, questa velocità di salita viene pagata con una sovra-elongazione della risposta rispetto al *set-point* (Figura 17) e con l'imposizione al sistema di una serie oscillazioni, tanto più ampie quanto più è stato ridotto il tempo di integrazione T_I .

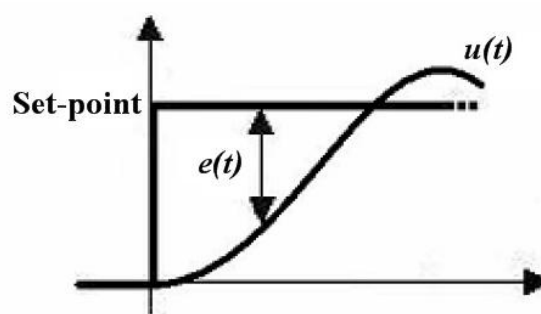
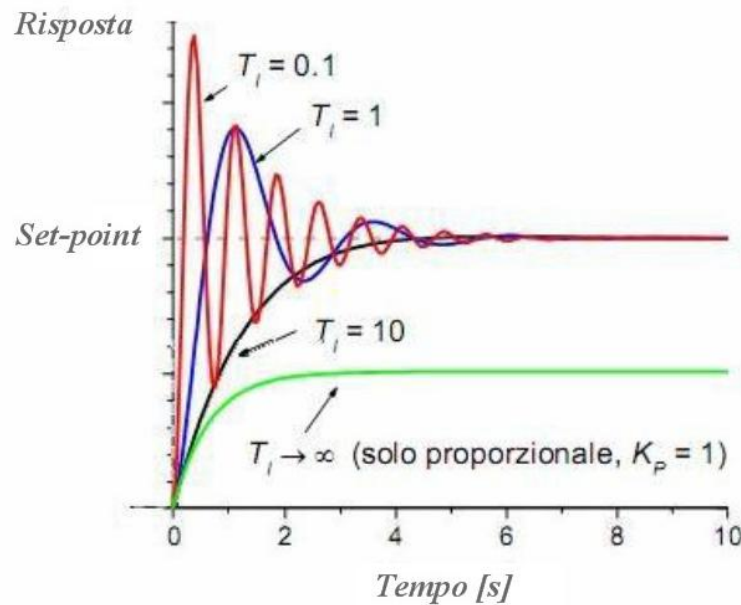


Figura 17. Sovra-elongazione della risposta in un regolatore PI.

Esse richiedono tempo prima di stabilizzarsi ed il sistema, pertanto, nonostante la caratteristica reattività al transitorio, arriverà più lentamente a regime. Valori più elevati di T_I stabilizzano prima il sistema, tuttavia conducono ad un progressivo indebolimento del contributo integrale: al limite, se il tempo di integrazione fosse infinito, il regolatore si ridurrebbe ad un proporzionale puro.



Nonostante all'apparenza questo tipo di regolatore coniughi i vantaggi di entrambi i tipi di controllo ed elimini il problema dell'*off-set*, permane una debolezza: nelle situazioni limite (ad esempio nel caso di valvola tutta aperta o tutta chiusa), l'errore non è mai nullo. Questo comporta il persistere dell'azione integrale, accusando il regolatore di favorire l'instabilità del sistema. Il fenomeno è noto in letteratura come "*wind-up*". I moderni regolatori PI devono essere dotati di logiche di limitazione nei riguardi di questa problematica.

Altro difetto di questo tipo di regolatore, se analizzato mediante le trasformate di Laplace, è l'introduzione di uno sfasamento di 90° in ritardo della risposta. Principale conseguenza, è il peggioramento dei margini di stabilità del sistema ad anello chiuso, che costringe a lavorare con guadagni integrali K_I piuttosto contenuti.

In conclusione, scegliere con senno i guadagni integrale K_I e proporzionale K_P per preservare la stabilità del sistema risulta la premessa inamovibile per validare la funzionalità di un regolatore di tipo PI: la velocità di risposta alle variazioni di sollecitazione (tipica del regolatore proporzionale) e la precisione nella risposta a regime (tipica del regolatore integrale).

1.4.5 Regolatore proporzionale integrale derivativo (PID)

L'ultimo stadio evolutivo dei regolatori standard tempo-invarianti è rappresentato dal regolatore PID, che associa alle già descritte azioni proporzionale ed integrale, una terza, di tipo derivativo. L'efficacia di quest'ultima si manifesta nella capacità di controllo durante i transitori: agendo sul suo parametro rappresentativo (il "tempo derivativo"), si può accelerare o frenare la risposta del sistema. Questa proprietà risulta estremamente utile nei sistemi a grande inerzia termica, nei quali le variazioni della variabile controllata avvengono con lentezza.

Dal punto di vista analitico, l'azione derivativa è espressa dalla seguente equazione:

$$u(t) = K_D \frac{de(t)}{dt}$$

dove K_D è noto come “guadagno derivativo” o “coefficiente dell'azione derivativa”. Si nota quindi come la risposta prodotta sia proporzionale alla velocità di variazione dello scostamento tra valore attuale e valore di *set-point* della variabile controllata.

Sommando questo contributo con quello proporzionale, si ricava l'espressione dell'uscita del regolatore PID:

$$\begin{aligned} u(t) &= K_p \cdot e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \frac{de(t)}{dt} = \\ &= K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \end{aligned}$$

dove è evidente il parametro caratteristico dell'azione derivativa, ossia il tempo derivativo T_D (o “tempo di azione derivativa”), così definito:

$$T_D = \frac{K_D}{K_p}$$

Ai fini pratici, il tempo derivativo è il periodo che impiegherebbe la sola azione proporzionale per generare un segnale di comando uguale a quello prodotto dall'azione derivativa.

Come si nota dall'equazione funzionale del regolatore PID, esso produce un segnale di comando sulla base di tre distinte informazioni:

- la deviazione tra il valore attuale della grandezza regolata ed il valore prefissato (azione proporzionale);
- l'entità e la durata di tale deviazione (azione integrale);
- la velocità con cui varia questa deviazione (azione derivativa).

In particolare, il beneficio apportato dall'azione derivativa è quello di contenere gli *overshoots* (positivi o negativi) del *set-point*, con particolare riguardo al transitorio iniziale. La giustificazione risiede nel fatto di aver introdotto il gradiente nel tempo dell'errore per valutare la tendenza nell'evoluzione temporale della variabile controllata. Si può affermare di aver conferito al regolatore una capacità “predittiva”, tant'è che spesso si fa riferimento al contributo derivativo con il termine di “anticipo”. L'azione derivativa, quindi, non gioca alcun ruolo nell'eliminazione dell'errore, bensì serve a stabilizzare le operazioni di controllo, specialmente nel caso di sistemi caratterizzati da variazioni di carico repentine oppure da notevoli ritardi.

Gli attuali regolatori PID applicati ai sistemi HVAC sono digitali, con microprocessore elettronico che implementa l'algoritmo. Sovente, essi sono dotati di funzione “*auto-tuning*”, cioè di possibilità di taratura dei tre gradi di libertà del controllore, rappresentati dai vari guadagni (proporzionale, integrativo e

derivativo)⁵. Questa capacità permette ad un regolatore di asservirsi nella conformazione più convenevole al processo che è chiamato a controllare.

I vantaggi dei regolatori di tipo PID possono essere così riassunti:

- unificano le tre azioni standard di controllo ed i loro benefici, con una spesa aggiuntiva minima rispetto, per esempio, ai regolatori PI;
- semplicità di realizzazione in diverse tecnologie (elettronica, idraulica, pneumatica);
- si prestano a controllare con efficacia un'ampia gamma di processi industriali (motivo per cui vengono anche indicati come "regolatori industriali");
- in particolare, possono controllare processi per i quali è difficile trovare un modello fisico-matematico abbastanza semplice ma tuttavia rappresentativo;
- sono dispositivi ormai standardizzati (perciò affidabili ed economici);
- sono semplici da tarare, in modalità manuale (manopole o *software*) o automatica;
- rappresentano il giusto compromesso tra efficacia e costo globale (progetto, produzione e manutenzione) del regolatore.

Questa pluralità di aspetti ha reso il PID, nelle sue innumerevoli varianti, il più diffuso sistema di controllo: si stima che esso gestisca, attualmente, circa il 95% degli anelli di regolazione presenti negli impianti.

1.4.6 Livello di supervisione

Il livello di gestione ed il livello di automazione si possono fondere in un unico ambiente di controllo, noto come "livello di supervisione".

Il livello di supervisione è deputato ad ottimizzare il funzionamento dell'intero impianto HVAC, in uno scenario di minimo consumo energetico o, più generalmente, di riduzione dei costi di esercizio. La complessità nella valutazione delle interazioni tra tutte le variabili e dei possibili interventi da mettere in atto è evidente tanto più il sistema è ricco di componenti, di sottosistemi e di organi di regolazione. Le variabili che afferiscono al livello di supervisione possono essere inquadrare all'interno di tre macro-categorie:

- variabili non controllate (temperatura a bulbo secco o umido dell'aria esterna, flussi termici dispersi dall'edificio, ecc.);
- variabili con controllo continuo (temperatura dell'aria interna, portata di fluido termovettore, accumuli di energia termica, ecc.)
- variabili con controllo discreto (numero di compressori in funzione, numero di *chillers* attivati, ecc.)

Il coordinamento di queste variabili può seguire logiche differenti, che verranno ora brevemente illustrate.

⁵ Alla base degli algoritmi dei regolatori PI e PID sta l'ipotesi che il legame algebrico tra variabile di processo e tempo sia un'equazione differenziale lineare a coefficienti costanti. Tuttavia, nella quasi totalità dei casi, i sistemi HVAC sono caratterizzati da fenomeni non lineari, e per agire più efficacemente sul loro controllo è necessaria la taratura dei guadagni.

1.4.7 Artificial intelligence (AI)

Mentre un regolatore PID è in grado di controllare uno o n dispositivi caratterizzati dal comportamento temporale simile, i regolatori di tipo AI possono controllare n dispositivi con caratteristiche anche molto dissimili. Previa un'opportuna programmazione, essi sono capaci di "auto-apprendere" il comportamento di un sistema ed attuare strategie predittive (agire in anticipo, prima che la variabile controllata subisca una variazione) o adattive (adattarsi alla nuova configurazione del sistema), sulla base dei valori attuale e precedenti.

Tutti i metodi di regolazione basati sull'intelligenza artificiale ("*computational intelligence techniques*") si fondano sull'approccio "*model free*": per controllare bene un sistema, non è necessario imbrigliare i processi entro una rigida intelaiatura di equazioni matematiche e bilanci fisici, ma è sufficiente riuscire a rendere "esperto" il regolatore. In altre parole, una volta fornito al sistema di controllo un database di conoscenze pregresse, cioè un'ampia casistica di configurazioni di disturbo che possono occorrere, esso è in grado di selezionare l'azione migliore per ripristinare le condizioni prefissate, esattamente come farebbe un essere umano. Come accade nella nostra mente, il tentativo è quello di trasferire al dispositivo di controllo l'esperienza dell'operatore. I sistemi che afferiscono a questo tipo di logica di controllo sono detti "sistemi esperti" e si avvalgono di uno dei seguenti approcci:

- logica "*fuzzy*" (o "sfumata"): è una tecnica che tenta di emulare il modo di ragionare dell'uomo, in particolare nel modo di classificare gli eventi. L'idea che sta alla base è che un elemento abbia un grado di appartenenza ad un insieme, e non una dicotomica inclusione/non inclusione nello stesso;
- reti neurali: questa tecnica è volta ad aderire ai processi neurofisiologici sviluppati dal cervello umano;
- logiche neuro-*fuzzy*: tecniche ibride tra le due appena descritte;
- algoritmi genetici: si tratta di tecniche che si ispirano alle leggi darwiniane dell'evoluzione.

Nella letteratura scientifica, inoltre, sono recentemente apparse tecniche di controllo "*pure learning*", le quali non necessitano di un database iniziale di conoscenze pregresse, ma si fondano sulla continua ricerca da parte del controllore di un'azione migliorativa sul sistema. Tuttavia, l'applicazione di questo metodo a sistemi HVAC complessi non ha fornito, sinora, risultati confortanti.

1.4.8 Metodi basati su modelli

Nel verso diametralmente opposto, si muovono le tecniche di regolazione basate su modelli matematici. Un modello è costituito dall'insieme delle correlazioni algebriche che sussistono tra le variabili controllate e le variabili di *input* del sistema. Il suo scopo è essenzialmente predittivo, nei riguardi del consumo di energia dell'edificio, dei costi di esercizio dell'impianto, o delle risposte del sistema a variazioni delle condizioni al contorno. All'interno di questa categoria, si possono discernere tre tecniche:

- i modelli fisici: si implementa un sistema di tante equazioni differenziali quante sono le variabili in gioco (attraverso le leggi della termodinamica, leggi dello scambio termico, la conservazione della massa, del momento della quantità di moto, ecc.); la risoluzione del sistema può essere onerosa in termini di tempo e di memoria dell'elaboratore impegnata, e oltretutto la convergenza non è assicurata. Difficilmente un metodo così articolato può essere applicato a sistemi di supervisione e controllo operanti "*online*" e "*real time*", tuttavia può rivelarsi funzionale in fase di ottimizzazione progettuale del sistema HVAC o dell'architettura di controllo dello stesso;
- i modelli "*black box*" ("a scatola nera"): differentemente dal caso precedente, il modello non viene costruito sulla base di relazioni fisiche, bensì cerca di elaborare una funzione di trasferimento del sistema che trasformi un set di valori di *input* nell'attesa configurazione di *output*. Un simile approccio è del tutto empirico, in quanto fondato sull'osservazione sul campo delle risposte del sistema. Le funzioni di trasferimento vengono costruite con curve di regressione (generalmente delle polinomiali) oppure tramite le già descritte reti neurali. Tuttavia, l'affidabilità delle risposte che si possono ottenere con un simile modello è strettamente dipendente dall'intervallo di condizioni operative su cui sono state validate le correlazioni empiriche: l'estrapolazione di risposte al di fuori del campo coperto dal *database* pre-registrato è pertanto un'operazione sconsigliabile;
- i modelli "*grey box*" ("a scatola grigia"): essi tentano di fondere i benefici descritti dai due modelli precedenti, fruendo di alcune leggi generali di carattere fisico (come i bilanci di energia) che tuttavia non compongono un sistema risolubile. Infatti, alcuni parametri presenti nelle equazioni vengono fissati "allenando" il modello, cioè sottoponendolo a esercizio sul campo. L'approccio mantiene un fondamento fisico, permettendo tuttavia alle misure sperimentali di adattarlo al sistema che dovrà controllare. Anche in tal caso, l'affidabilità del modello dipende fortemente dalle condizioni di prova su cui il modello viene "allenato".

1.4.9 Metodi basati su mappe di prestazione

Per quanto riguarda piccoli impianti, o meglio ancora singoli componenti, è possibile costruire delle "mappe di prestazione" sull'intero campo delle condizioni operative cui possono essere sottoposti. Le fonti di dati per la loro caratterizzazione possono essere delle dettagliate simulazioni fisiche dell'impianto eseguite online oppure delle estese campagne sperimentali con misure sul campo. In ogni caso, si sottolinea come questo tipo di approccio non trovi agevole applicazione nel caso di interi e complessi impianti HVAC.

Capitolo 2

La regolazione degli impianti radianti

2.1 Introduzione

Il concetto di regolazione assume un ruolo particolarmente critico per quanto concerne gli impianti radianti, in quanto si tratta di terminali a bassa temperatura e, in genere, caratterizzati da un'inerzia termica di entità notevole. Il fatto di necessitare di un moderato livello termico di alimentazione apre una serie di problematiche inerenti il collegamento con il generatore di calore, mentre la consistente massività della struttura nella quale sono inseriti rimanda al rapporto tra i circuiti radianti ed il singolo ambiente.

In merito alla prima questione, bisogna considerare che il generatore di calore, nella maggior parte dei casi, produce acqua calda ad una temperatura troppo alta, incompatibile con l'impianto radiante. Risulta perciò necessario ricorrere a soluzioni volte alla mitigazione del livello termico, attraverso l'uso di valvole, tubazioni e dispositivi idraulici. In passato, la soluzione di più immediata fattura era rappresentata dalla valvola di miscelazione; oggi, le soluzioni alternative non mancano: si pensi, in primo luogo, alla diffusione degli schemi idraulici fondati sul principio di iniezione di acqua calda dal circuito primario ed operati con circolatori elettronici a portata variabile.

Tuttavia, sorge naturale chiedersi se sia possibile risolvere il problema alla radice: invece di effettuare una regolazione a valle, perché non è possibile produrre a monte il fluido termovettore ad una temperatura adeguata all'alimentazione dei pannelli radianti? In questo modo, oltretutto, si potrebbero conseguire notevoli risparmi energetici: minori perdite di generazione, minori perdite di distribuzione, minori spese per gli ausiliari dell'impianto di regolazione. In un'unica parola: minor consumo di energia primaria, tradotto a sua volta nel beneficio monetario del contenimento della bolletta energetica.

La risposta non è univoca, ma funzione della situazione contingente:

- il generatore di calore è dedicato alla sola alimentazione dei circuiti radianti?

Il riscontro nella maggior parte dei casi è negativo, in quanto la situazione comune prevede che lo stesso generatore alimenti anche utenze ad alta temperatura (radiatori, termoarredi, produzione istantanea o con accumulo di acqua calda sanitaria, ecc.);

- di quale tipologia di generatore di calore si dispone?

Le vecchie caldaie non-condensanti sono progettate per lavorare ad elevata temperatura (mandata a $80 \div 90$ °C, ritorno ad almeno $55 \div 60$ °C), vincolate dal fatto di avere temperature di ritorno sufficientemente elevate da non indurre alla condensazione i prodotti di combustione. A tal proposito, esse vanno protette con sistemi di sicurezza, come le pompe anti-condensa

oppure i circuiti di *by-pass* lato generatore. Per questa ragione, le caldaie tradizionali non si possono prestare all'alimentazione diretta dell'impianto radiante, nemmeno se "dedicate" solo ad esso. Questo ruolo, viceversa, può essere assolto da caldaie condensanti, riscaldatori elettrici o pompe di calore: nelle caldaie condensanti le basse temperature di mandata (e quindi di ritorno) sono gradite in quanto migliorano il rendimento della macchina; nei riscaldatori elettrici, la potenza emessa e quindi la temperatura di mandata può essere modulata a piacimento senza soluzione di continuità; nelle pompe di calore, mancando la combustione, da una parte vengono meno gli assoggettamenti alle esigenze legate alla temperatura di ritorno, dall'altra sfruttano risorse (aria, acqua, terra) ad un livello termico moderato. Vi sono infine altri tipi di generatori di calore che non possono essere accoppiati direttamente all'impianto radiante per ragioni differenti da quelle di condensazione. Si tratta di tutti quelli che producono acqua calda entro un ampio range di valori a seconda delle condizioni al contorno: è il caso del solare termico, dipendente dalle condizioni di insolazione, delle caldaie a legna, dipendenti dalla qualità di biomassa bruciata e dal suo grado di umidità, e dei recuperatori di calore di scarto, dipendenti dalla disponibilità istantanea. In tutti questi casi, vanno comunque previsti dei dispositivi di mitigazione, poiché in alcune situazioni di funzionamento la temperatura resa dell'acqua resa disponibile all'impianto sarà necessariamente eccessiva.

Dopo aver discusso l'articolazione della situazione lato generatore, resta una domanda inevasa: perché non è accettabile di alimentare l'impianto radiante a temperature più alte? Anche in questo caso le risposte vanno ricercate su più fronti:

- questioni di comfort: se il pavimento fosse troppo caldo, gli occupanti potrebbero avvertire un disagio dovuto alla sensazione termica dei propri piedi. La norma internazionale dedicata alla determinazione del benessere termico (UNI EN ISO 7730:2006) prevede infatti che la temperatura del pavimento possa variare tra 19 °C e 29 °C ⁶, mentre la norma dedicata all'installazione dei pannelli radianti (UNI EN 1264-4:2003) prescrive che il progetto di un pavimento radiante debba rispettare le temperature superficiali massime di 29 °C nelle zone occupate e di 35 °C in quelle perimetrali;
- questioni di sicurezza: una temperatura di mandata troppo elevata potrebbe causare danni alle tubazioni in plastica, consistenti stress termici e dilatazioni per il massetto, rotture e fessurazioni dei pavimenti;
- questioni energetiche: gli impianti radianti nascono per essere eserciti a bassa temperatura. È proprio questa prerogativa a segnare il loro principale vantaggio in rapporto ai terminali di impianti tradizionali (radiatori, ventilconvettori, ecc.). Pertanto, in primo luogo è interesse dell'utente

⁶ Sotto le ipotesi di calzature leggere, occupanti in piedi o seduti, in posizione stazionaria, ed edificio appartenente alle categorie A e B. Per edifici in categoria C, nei quali si tollera una percentuale di persone insoddisfatte (PPD) minore del 15%, si accettano temperature del pavimento da 17 °C a 31 °C. Per persone a piedi nudi i valori citati si modificano leggermente e dipendono anche dalla natura della finitura superficiale del pavimento.

operare alle basse temperature, per conseguire risparmi energetici e, conseguentemente, economici.

Per tali ragioni, oltre a dover temperare nella maggior parte dei casi il livello termico messo a disposizione dal generatore di calore, è necessario dotare il sistema di un meccanismo di limitazione della temperatura. Questa prescrizione è obbligatoria in quanto esplicitamente segnalata dalla norma di prodotto (UNI EN 1264-4:2003 – Riscaldamento a pavimento. Impianti e componenti. Installazione). Essa sancisce la necessità di dotare l'impianto di un dispositivo di sicurezza, indipendente dalla centralina di comando e capace di operare anche in assenza di elettricità, che escluda l'alimentazione al circuito radiante affinché la temperatura circostante gli elementi riscaldanti nello strato di supporto non superi 55 °C⁷. Le aziende, perciò, prevedono all'interno del sistema di regolazione un termostato di massima (o "di sicurezza", o "di limitazione della temperatura di mandata"), tarato a 50÷55 °C, il quale disalimenta la pompa di circolazione in caso di necessità. Generalmente, l'attivazione del termostato di sicurezza è ritardato, rispetto all'avviamento della pompa, di qualche minuto con l'utilizzo di un ritardatore elettronico.

Tuttavia, nel corso del funzionamento a regime, simili temperature di mandata non vengono mai raggiunte, eccetto in caso di guasto. Infatti, il sistema di regolazione è tarato per alimentare i circuiti con una temperatura massima di 38÷45 °C. Questo valore dipende dalla struttura dell'impianto radiante (stratigrafia e resistenze termiche), e dovrebbe corrispondere alla già citata temperatura massima superficiale di 29 °C, legata ai vincoli di comfort.

Il passo successivo consiste nella scelta della strategia di regolazione:

- si possono alimentare i circuiti radianti a temperatura costante, pari a quella massima appena definita;
- si possono alimentare i circuiti radianti a temperatura variabile in funzione delle condizioni esterne, identificando la già citata temperatura massima come quella che corrisponde alla temperatura invernale di progetto (temperatura esterna minima).

Il primo tipo di regolazione viene detta "a punto fisso" e consente di minimizzare i tempi di messa a regime dell'impianto. Al suo ottimo comportamento durante i transitori si contrappone, però, la scadente capacità di risposta alle variazioni di carico in regime permanente. Per tali ragioni, le sue peculiari applicazioni riguardano gli impianti a funzionamento intermittente (chiese, teatri, sale di esposizione, ecc.) oppure gli impianti misti risultanti da un parziale *retrofit* su edifici riscaldati originariamente da radiatori.

La seconda modalità di regolazione viene definita "climatica" ed è quella più consona in relazione alla gestione di un impianto radiante. Essa permette infatti di adeguare il livello termico messo a disposizione dal generatore di calore alla reale

⁷ Per strati di supporto diversi dal cemento, questo valore può essere ridotto, ad esempio a 45 °C per strati di supporto di asfalto e alla temperatura massima dichiarata dal produttore di strati di supporto anidro.

richiesta termica, sulla base delle condizioni esterne. Come verrà illustrato nel seguito della trattazione, tale adattamento può avvenire tanto in caldaia (regolando la temperatura di produzione dell'acqua calda, con organi di controllo interni) quanto all'esterno di essa (con sottostazioni di termoregolazione poste in cassette dedicate in prossimità della caldaia, oppure nella cassetta contenente i collettori di distribuzione dell'impianto radiante).

Ad ogni modo, la sola regolazione della temperatura di mandata non è sufficiente ad assicurare il mantenimento di quella che vuole essere, in ultima analisi, la grandezza controllata: la temperatura ambiente. La variabilità puntuale e temporale dei carichi termici che insistono sull'edificio comporta fabbisogni termici differenti all'interno dei diversi locali che compongono una stessa zona termica. Pertanto, non basta regolare in maniera indipendente ciascuna zona, con temperature di mandata differenti, ma è necessario intervenire a livello più locale, con una regolazione "a singoli vani" ottenuta modulando la portata di fluido termovettore entro i singoli circuiti. Facendo dipendere questa fine regolazione dal controllo dei termostati ambiente, è finalmente possibile conseguire temperature stabili e differenziate entro ogni stanza, a seconda della loro destinazione d'uso e delle peculiari esigenze imposte dall'utenza. L'impiego di programmatori orari, di sonde *wireless*, di sensori di presenza, di protocolli per la comunicazione dei dati in remoto (sistemi domotici o di *Building Automation*), di centraline elettroniche con logiche intelligenti e meccanismi di anticipazione mediante stima dell'inerzia termica del sistema rappresentano ulteriori migliorie tecniche che hanno permesso l'affermazione ad ampio raggio degli impianti radianti, superando le annose perplessità legate all'efficacia dei sistemi di termoregolazione per questa tipologia di terminali.

Nei prossimi paragrafi, vengono descritti con maggior dettaglio i due livelli su cui si può essere esercitata la termoregolazione: la temperatura di mandata e la portata di fluido termovettore all'impianto radiante. Per ciascuna delle due modalità, dopo un inquadramento generale dei principi di funzionamento, dei componenti e delle possibili varianti, segue un'appendice volta ad illustrare alcune applicazioni presenti sul mercato che vengono ritenute funzionali alla comprensione pratica dei concetti esposti su base teorica.

2.2 Regolazione della temperatura di mandata del fluido termovettore

Per quanto riguarda la stagione di riscaldamento, la regolazione della temperatura di mandata del fluido termovettore all'impianto radiante può avvenire secondo tre logiche di controllo:

- la regolazione in centrale termica;
- la regolazione a punto fisso sull'impianto radiante;
- la regolazione climatica sull'impianto radiante.

2.2.1 Regolazione in centrale termica

Questo tipo di regolazione è di gran lunga il più semplice in termini di installazione e di funzionamento: il sistema radiante in sé non viene regolato, ma subisce gli aggiustamenti in temperatura di mandata operati a monte e legati alla logica di controllo del generatore di calore. In questo caso, il collegamento tra la centrale termica ed il circuito radiante è di tipo diretto, senza l'interposizione di dispositivi di mitigazione (valvole a tre/quattro vie, serbatoi-*buffer*, scambiatori a piastre, ecc.). Per tale motivo, i generatori di calore più indicati per l'accoppiamento diretto con gli impianti radianti sono:

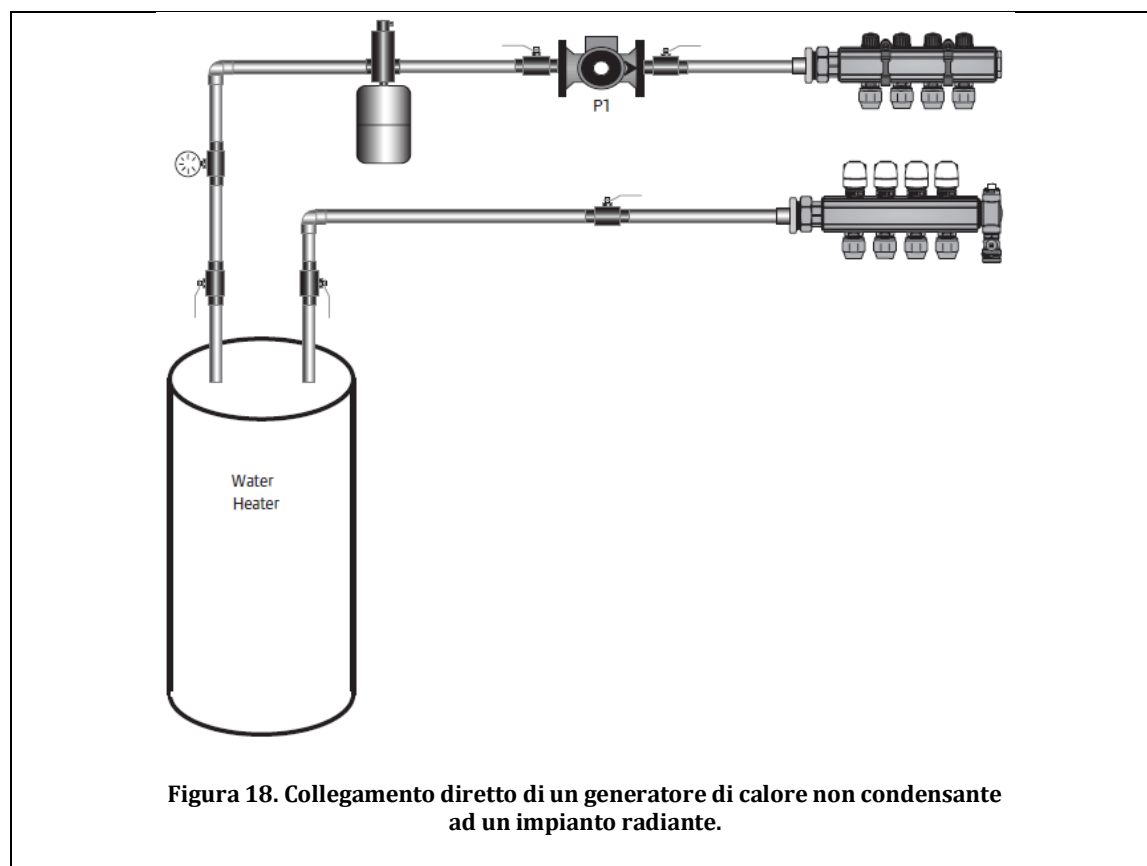
- le caldaie a condensazione: il loro rendimento migliora tanto più bassa è la temperatura di ritorno⁸, pertanto il loro accoppiamento con un terminale di impianto a bassa temperatura, come i pannelli radianti, è l'ideale;
- i riscaldatori elettrici: essi modulano la corrente elettrica che attraversa la resistenza scaldante e quindi la potenza termica prodotta per effetto Joule; in questa maniera, si può ottenere in uscita il valore di temperatura dell'acqua di mandata adatto all'alimentazione dei pannelli radianti.

I generatori di calore tradizionali, non condensanti, non si prestano a questo tipo di regolazione in quanto richiedono temperature di ritorno superiori, in genere, a 60 °C, per scongiurare il pericolo di condensazione dei fumi. Queste caldaie, infatti, non sono state progettate per il recupero del calore latente del combustibile e pertanto i loro tipici materiali di costruzione (come la ghisa) non sono predisposti per la resistenza alla corrosione da parte delle condense acide.

Il ricorso ad una caldaietta classica non condensante è fattibile solo se essa è dedicata esclusivamente all'alimentazione dell'impianto radiante, prerogativa che

⁸ Basse temperature di ritorno in caldaia favoriscono la condensazione dei fumi di combustione e quindi il recupero del calore latente altrimenti disperso sotto forma di vapore acqueo. Condizione necessaria per il verificarsi della condensazione è che la temperatura superficiale dei tubi percorsi dal fluido termovettore sia minore della temperatura di rugiada della miscela gassosa dei prodotti di combustione.

le permette di essere progettata *ad hoc* per questa destinazione. In questo caso, lo schema idraulico è quello di *Figura 18*.



Il collegamento avviene in maniera diretta, con la sola interposizione di un vaso d'espansione, un disaeratore ed un circolatore sul ramo di mandata all'impianto radiante. Il riscaldatore d'acqua dedicato viene comandato da un termostato, installato sulla parete interna nella porzione superiore: esso è tarato per mantenere la temperatura di alimentazione richiesta dai pannelli radianti, e secondo questa logica provvede ad accendere/spegnere il generatore.

Tuttavia, come già motivato, questo la regolazione in centrale è più pertinente ad altre tipologie di generatori di calore. La situazione più frequente è quella delle caldaie a condensazione. Queste possono alimentare uno o più collettori alla stessa temperatura (*Figura 19*), oppure più collettori caratterizzati da diverse temperature di mandata (*Figura 20*). In entrambi i casi, pur essendo la caldaia già dotata di un circolatore interno (BP), risulta necessario installare a monte di ogni collettore di mandata un'ulteriore pompa (P1, P2) e verificare che quella interna al generatore abbia una caratteristica portata-prevalenza compatibile con il circuito con cui verrà collegata.

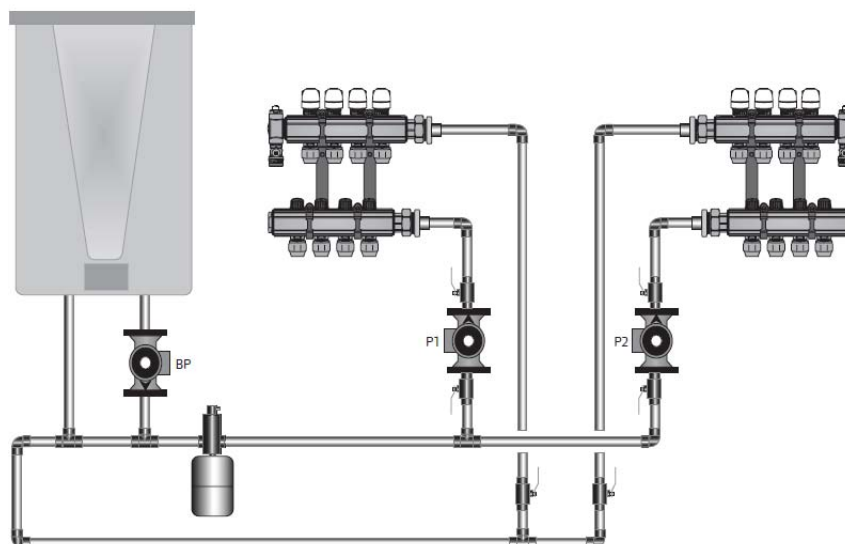


Figura 19. Collegamento diretto di una caldaia a condensazione con due impianti radianti alimentati alla stessa temperatura di mandata.

Nell'eventualità in cui i due collettori richiedano temperature di mandata profondamente diverse, ad esempio perché posti a servizio di due tipologie diverse di pannelli radianti (*Figura 20*), bisogna disaccoppiare le due alimentazioni:

- il collettore che richiede la temperatura più alta viene alimentato direttamente dalla caldaia a condensazione, la cui regolazione sarà tarata per il soddisfacimento del livello termico più impegnativo;
- il collettore che richiede la temperatura più bassa viene alimentato da una valvola miscelatrice a tre vie (T1), capace di mitigare la portata proveniente dalla caldaia con il flusso di ritorno dall'impianto radiante.

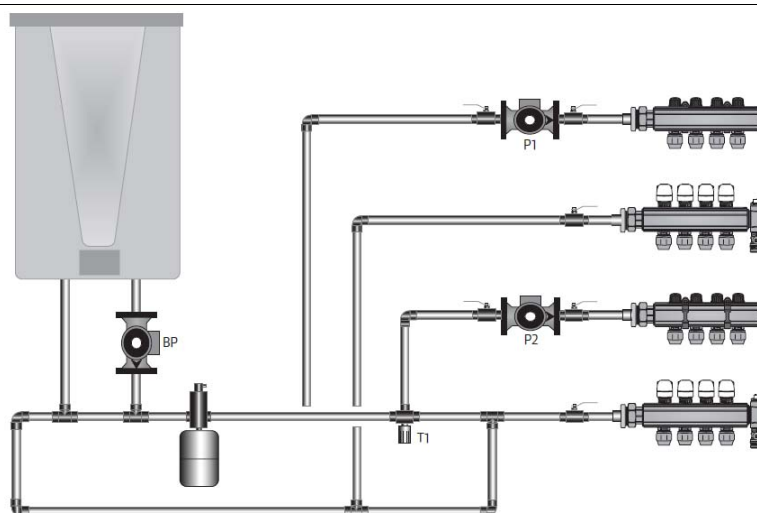


Figura 20. Collegamento diretto di una caldaia a condensazione con due impianti radianti alimentati a diversa temperatura di mandata, con impiego di una valvola miscelatrice a tre vie.

Schemi idraulici speculari a quelli appena esposti sono quelli che sfruttano un riscaldatore elettrico come generatore di calore. Anche in questo caso l'impianto funziona efficientemente anche con basse temperature di ritorno, senza la necessità di prevedere meccanismi di protezione della caldaia (come ad esempio circuiti di *by-pass*). La differenza principale rispetto alle caldaie a condensazione è la mancanza della pompa interna, perciò l'intera movimentazione del fluido termovettore è affidata ai circolatori posti a monte dei collettori di mandata (P1 e P2).

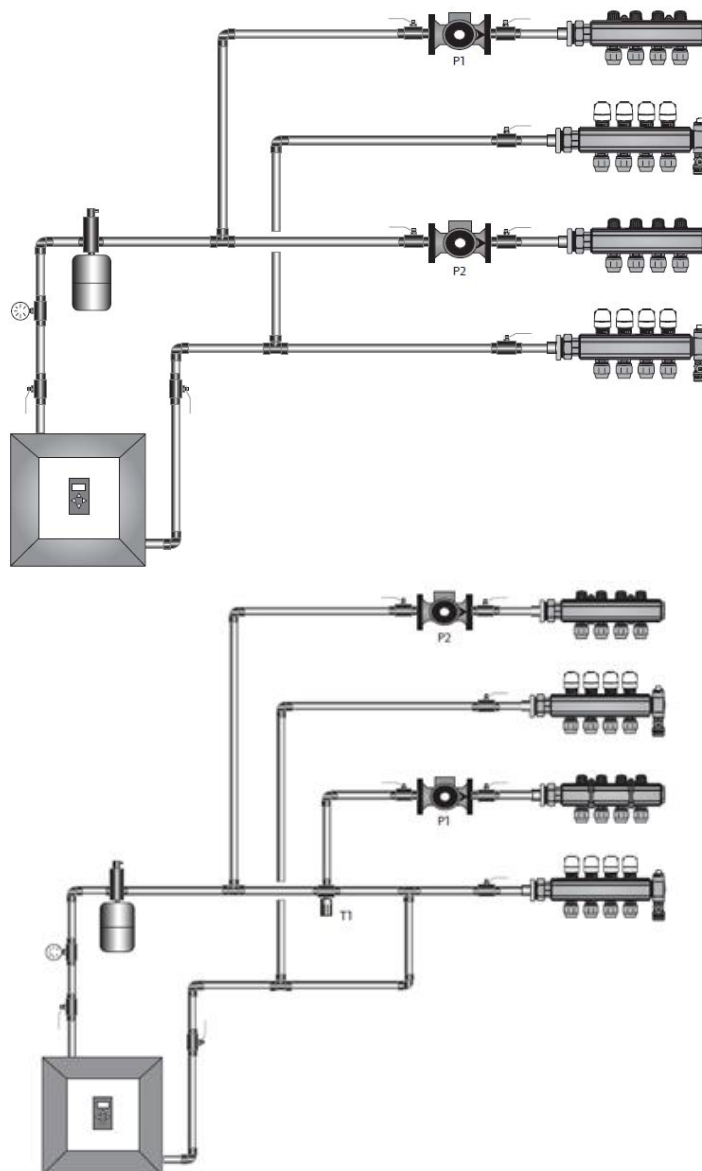


Figura 21. Collegamento diretto di una caldaia a condensazione con due impianti radianti alimentati alla stessa temperatura di mandata (sopra) o a diversa temperatura di mandata (sotto).

Gli schemi idraulici appena descritti illustrano il collegamento idraulico tra il generatore di calore e l'impianto radiante, tuttavia non specificano la modalità di regolazione che avviene in centrale: essa potrebbe seguire una logica a punto fisso oppure climatica.

Il primo caso riguarda le caldaie più datate, in cui la regolazione di tipo on/off è volta al mantenimento di una temperatura prestabilita in uscita.

Nel secondo caso, invece, la temperatura di caldaia è vincolata a seguire una curva di riscaldamento, con temperatura di mandata funzione delle condizioni climatiche esterne.

La regolazione climatica a livello centrale si distingue in due categorie a seconda del tipo di generatore di calore:

- i. regolazione totale, se la caldaia è a condensazione;
- ii. regolazione parziale, se la caldaia non è condensante.

Nel caso (ii.) bisogna impostare un limite inferiore alla curva climatica: esisterà infatti una temperatura di mandata alla quale corrisponderà la minima temperatura di ritorno accettabile per non rischiare di incorrere nel fenomeno della condensazione.

In base al generatore di calore considerato, questo limite è molto variabile:

- nel caso di caldaie tradizionali, cade nel *range* tra 52 °C e 63 °C;
- nel caso di caldaie a temperatura scorrevole (conosciute anche come caldaie "a camera di combustione secca") il limite è molto più basso, favorendo l'accoppiamento con un impianto radiante. Il bruciatore modulante ad aria soffiata risponde ai comandi di un termostato interno con *set-point* variabile secondo la logica climatica. La modulazione della potenza avviene nel range 20-100%: al di sotto di questa soglia, la regolazione climatica viene interrotta (ecco perché risulta "parziale") e si degrada nella più grossolana regolazione on/off.

2.2.2 Regolazione a punto fisso sull'impianto radiante

Il principio di funzionamento di questa modalità di termoregolazione consiste in uno scambio termico e/o di massa tra la portata d'acqua calda proveniente dal generatore di calore con l'acqua tiepida di ritorno dall'impianto radiante, in modo da mitigare l'elevato livello termico che caratterizza la produzione di acqua nelle caldaie meno recenti. Infatti, questa soluzione tecnica è precipuamente indicata per la connessione dei pannelli radianti ad un generatore di calore di tipo tradizionale, non condensante e operante ad una temperatura eccessiva per l'alimentazione diretta del terminale di impianto. Si riesce così a conseguire un duplice obiettivo:

- si alimenta l'impianto radiante alla temperatura di mandata desiderata, in genere corrispondente al valore di progetto;
- si protegge la caldaia da temperature di ritorno troppo basse ($< 60\text{ }^{\circ}\text{C}$), le quali potrebbero causare la condensazione dei fumi di combustione⁹ e lo *shock* termico per la forte escursione di temperatura subita dai materiali di caldaia.

Lo scopo di questo tipo di regolazione è quello di mantenere costante il livello termico di alimentazione dell'impianto radiante, tipicamente individuato nella temperatura di mandata nel giorno di progetto invernale (da cui il nome "punto fisso"). Tuttavia, nel corso della stagione di riscaldamento, l'impianto radiante è chiamato a modulare la propria resa termica in funzione delle forzanti interne ed esterne all'edificio. Ne consegue che:

- mantenendo fissa la temperatura di mandata, si incorre inevitabilmente in sprechi energetici considerevoli, tanto maggiori quanto meno rigida è la temperatura esterna. In prima istanza, essi sono valutabili come l'area evidenziata in *Figura 22*;

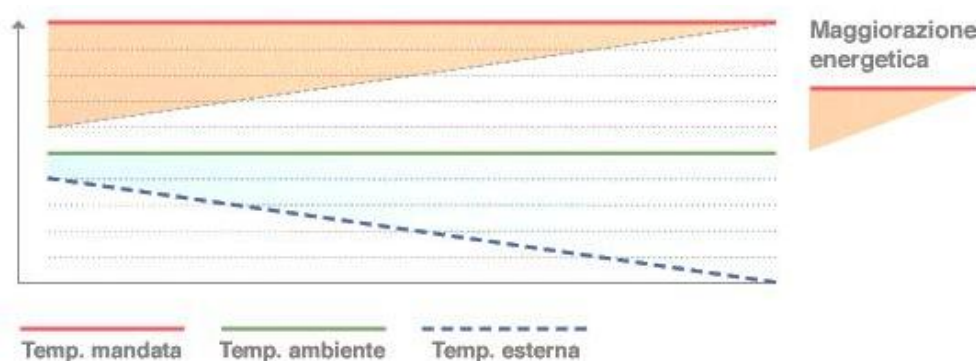


Figura 22. Maggiorazione energetica pertinente ad una regolazione a punto fisso, in rapporto ad una regolazione di tipo climatico.

- non essendo prevista una regolazione in temperatura, l'impianto radiante andrà modulato a livello di zona o di singolo ambiente in portata, agendo sulle valvole di zona, sul funzionamento alternativo della pompa di circolazione, o sulle valvole elettrotermiche apposte sulle testine del collettore.

⁹ Nei generatori di calore tradizionali il fenomeno della condensazione dei prodotti di combustione è del tutto indesiderato in quanto la condensa ha carattere tipicamente acido, e quindi corrosivo nei riguardi dei materiali come la ghisa. La durata di vita della caldaia si riduce tanto più la condensa è acida (esempio: combustibile gasolio in luogo del gas naturale) e tanto meno spesse sono le pareti dell'involucro.

La regolazione a punto fisso può declinarsi nell'adozione di diversi dispositivi di controllo:

- i. valvola di miscelazione a tre vie;
- ii. valvola di miscelazione a quattro vie;
- iii. serbatoio o "barilotto" di pre-miscelazione;
- iv. sistema ad iniezione;
- v. scambiatore di calore a piastre.

La valvola di miscelazione a tre vie è predisposta per una regolazione a punto fisso, in cui la temperatura del fluido in uscita, destinato ad alimentare l'impianto radiante, è mantenuta costante. Le due vie di ingresso, invece, adducono rispettivamente la portata di acqua calda in uscita dal generatore di calore ed il ricircolo di parte della portata di ritorno dall'impianto radiante, in proporzioni tali da mantenere la temperatura di mandata fissa al valore desiderato.

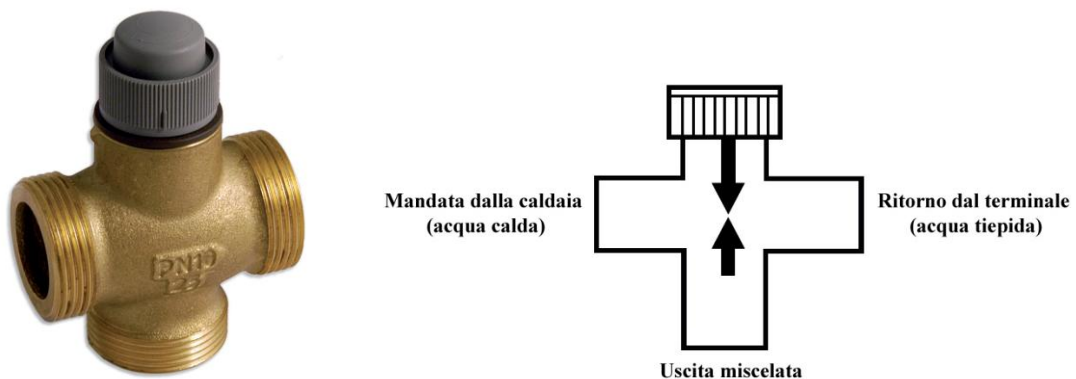


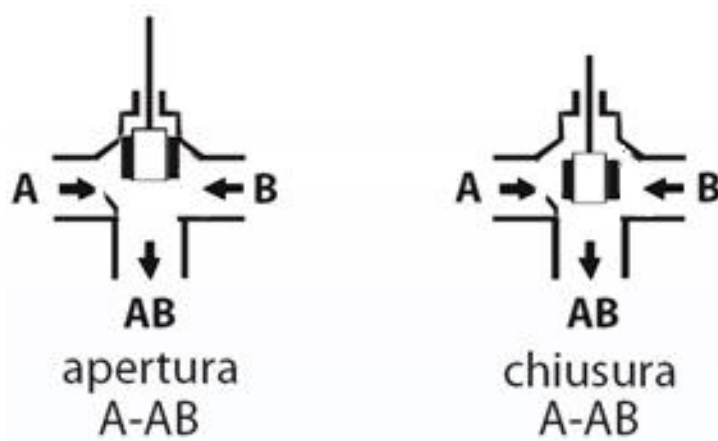
Figura 23. Valvola miscelatrice a tre vie (a sinistra) e suo schema funzionale (a destra).

L'energia che muove lo stelo della valvola per ottenere le debite composizioni di portate può essere attinta da:

- i. il fluido termovettore stesso, nel caso di valvola a tre vie termostatica e auto-azionata;
- ii. l'elettronica, nel caso di valvola a tre vie motorizzata e azionata da un servocomando.

La valvola termostatica contiene un elemento sensibile alle variazioni di temperatura, il quale si espande o contrae a seconda che il livello termico del fluido in cui è immerso il bulbo si innalzi o si riduca. Il bulbo dev'essere posto a contatto con la temperatura da mantenere costante (perciò all'uscita della valvola a tre vie),

mentre la testa termostatica può trovarsi indifferentemente sul ramo di alimentazione proveniente dalla caldaia, su quello di ritorno o su quello di ricircolo, essendo collegato al bulbo da un capillare lungo anche un paio di metri. Prendendo a riferimento la situazione più comune, quella della valvola installata sulla tubazione di mandata (*Figura 24*), il funzionamento è così disposto: se la sonda registra una temperatura di uscita troppo alta (bassa), l'elemento sensibile si espande (contrae), spingendo (rilasciando) l'otturatore in chiusura (apertura) sulla via proveniente dal generatore di calore, riducendone (aumentandone) la portata e pertanto rivedendo le proporzioni di miscelazione, a favore di un maggior (minor) peso della portata ricircolata dal ramo di ritorno.



**Figura 24. Valvola miscelatrice a tre vie:
la posizione dell'otturatore modifica la combinazione delle portate.**



**Figura 25. A sinistra, valvola termostatica a tre vie
e a destra testa termostatica con bulbo e capillare.**

La manopola applicata al corpo della valvola permette di tararla sull'univoco valore di temperatura di mandata che si desidera mantenere (tipico campo di regolazione: da 10-20 °C a 50 °C). Una volta l'imposizione del valore desiderato,

con i doverosi aggiustamenti durante la stagione, avveniva manualmente. Oggi, invece, la valvola viene pre-regolata su un valore pari a quello di progetto, costante per tutta la stagione di riscaldamento. Le correzioni della resa termica dell'impianto per mantenere il *set-point* della temperatura ambiente sono demandate ad un eventuale sistema di regolazione locale, agente sulla portata di fluido termovettore:

- per una regolazione multi-zona (multi-locale): sui circuiti del collettore di distribuzione vengono montati attuatori elettrotermici comandati da cronotermostati o termostati di zona (o di ambiente). Questi, confrontano il valore attuale di temperatura con quello desiderato, dando/togliendo corrente ad ogni attuatore, e perciò aprendo/chiedendo il circuito di competenza. La chiusura di un circuito provoca, sui rimanenti circuiti aperti, un aumento della portata. Per limitare questo sbilanciamento, è possibile utilizzare una valvola di *by-pass* regolabile lato impianto radiante e/o installare una pompa a velocità variabile. Quando tutti i circuiti sono chiusi, dei micro-interruttori ausiliari montati su ogni attuatore provvedono a spegnere la pompa di circolazione dell'impianto radiante;
- per un unico locale servito dalla termoregolazione: il termostato ambiente comanda direttamente l'alimentazione della pompa di circolazione (on/off), senza l'installazione di testine elettrotermiche sugli attacchi del collettore.

Altre volte, i due livelli su cui può agire la termoregolazione (temperatura di mandata e temperatura ambiente) sono fusi in un unico dispositivo di regolazione (una centralina elettronica di controllo), in modo da agevolarne il sincronismo ed esaltarne i benefici (vedi *Paragrafo 2.3*).

Nel caso di valvola di miscelazione a tre vie a comando elettronico, è necessario l'accoppiamento con un servomotore elettrico, che può essere del tipo:

- i. flottante (a tre punti¹⁰), alimentato a 230 V;
- ii. modulante, alimentato a 24 V e pilotato dalla centralina elettronica con un segnale 0-10 V oppure 2-10 V¹¹.

Generalmente, è prevista la possibilità di regolare manualmente la posizione dell'attuatore.

¹⁰ Due cavi di segnale si dipartono dal regolatore elettronico, mentre tre ne arrivano al servomotore. Un cavo rappresenta il neutro del sistema, invece la fase che il regolatore mette a disposizione può commutare un contatto su due posizioni, lato attuatore: aperto o chiuso. Il regolatore imporrà continue correzioni sull'apertura e sulla chiusura del servomotore, fino al raggiungimento della temperatura di *set-point*.

¹¹ La regolazione viene gestita variando con continuità il segnale di tensione al servomotore. Ad ogni livello di tensione all'interno del range previsto corrisponde una determinata posizione di apertura dell'attuatore e quindi della valvola. Il controllo del dispositivo di miscelazione avviene più finemente rispetto al servomotore a tre punti.



Figura 26. Attuatori elettrici (a sinistra) ed installazione su una valvola a tre vie (a destra).

A corredo di uno schema d'impianto del tipo miscelato con valvola a tre vie, bisogna prevedere:

- Pompa lato impianto radiante: il circolatore è necessario per assicurare l'alimentazione del collettore con l'adeguata portata di fluido termovettore. Ad esempio, nel caso della valvola a tre vie, se mancasse il circolatore, dopo aver raggiunto la temperatura di mandata desiderata all'uscita della valvola, la via proveniente dal generatore di calore andrebbe in totale chiusura. In tal modo verrebbe inibita la spinta proveniente dalla pompa di caldaia, con il conseguente arresto del flusso di alimentazione ai pannelli radianti. Le installazioni più comuni per il circolatore sono in posizione intermedia tra la via di uscita della valvola ed il collettore di mandata dell'impianto (*Figura 27*) o a monte del collettore di mandata stesso.

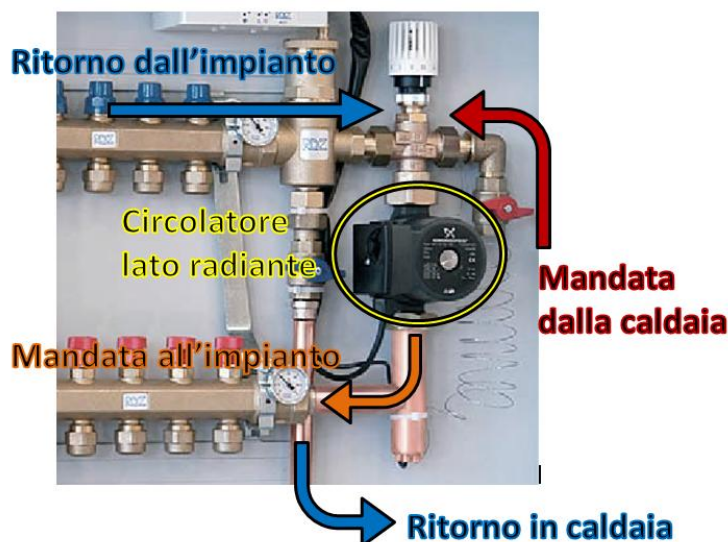


Figura 27. Schema di ripartizione dei flussi all'interno dei collettori di distribuzione muniti di valvola miscelatrice a tre vie, con pompa in posizione intermedia.

- Circuito di *by-pass* lato caldaia: composto da una tubazione di raccordo tra il ramo di mandata e quello di ritorno e da una valvola di *by-pass* regolabile (o “valvola di massima pressione” o “valvola di sovrappressione”), ha il compito di prevenire la condensazione dei fumi di combustione. La valvola modula la portata circolante in questa tubazione in modo che la temperatura di ritorno al generatore di calore non scenda mai al di sotto di un valore di soglia (tipicamente 60 °C). Per una gestione in completa sicurezza, la valvola di *by-pass* permette la ricircolazione del fluido proveniente dalla caldaia sul circuito primario anche quando i circuiti secondari di alta e bassa temperatura sono chiusi. Si può rinunciare a questo dispositivo ausiliario qualora il generatore sia già dotato di un sistema di sicurezza interno, costituito da una pompa anti-condensa;
- Valvola di *by-pass* regolabile (o valvola di massima pressione) sul lato impianto radiante, su un attacco supplementare del collettore (opzionale): permette il ricircolo parziale di acqua dell’impianto radiante quando una o più testine elettrotermiche chiudono, limitando l’aumento della portata di acqua nei restanti circuiti aperti;

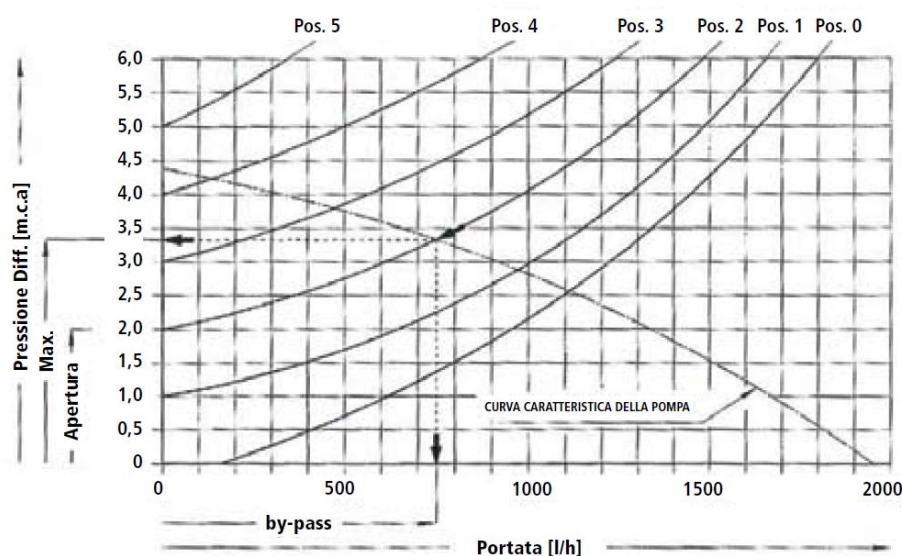


Figura 28. Curve caratteristiche della valvola di *by-pass*, parametrizzate a seconda della posizione di apertura assunta, visibile sulla scala graduata ed impostata in fase di taratura.

- Termostato di sicurezza per evitare eccessive temperature di mandata all’impianto (limite massimo nel range 50÷55 °C, tipicamente fissato a 50 °C); è collegato alla pompa di circolazione, in modo da interromperne il funzionamento in caso di necessità; l’attivazione del termostato di sicurezza è posticipato, rispetto all’avviamento della pompa, di cinque minuti grazie all’utilizzo di un ritardatore elettronico;
- Ritardatore elettronico: esclude il funzionamento del termostato di sicurezza nei primi minuti di avvio, permettendo al fluido di scorrere nei circuiti e di portare la temperatura del collettore alla reale temperatura del fluido dell’impianto ed evitando quindi che un aumento localizzato della temperatura comprometta il buon funzionamento della regolazione. Nel caso che la temperatura non scenda sotto il valore di sicurezza neanche

dopo cinque minuti dall'avvio significa che vi può essere un'anomalia nell'impianto di regolazione e il termostato fa scattare l'allarme, togliendo l'alimentazione alla pompa. Un tempo così ristretto di funzionamento al di fuori delle normali condizioni operative non può pregiudicare l'integrità dell'impianto;

- Vaso di espansione: permette la dilatazione termica del fluido termovettore entro l'impianto;
- Disaeratore (o "separatore di microbolle" o "degasatore"): elimina possibili residui gassosi entro le tubazioni;
- Valvola di regolazione o di bilanciamento della portata (o "detentore micrometrico di taratura o di bilanciamento"): posta sul ritorno, permette di compensare squilibri di portata tra i vari circuiti;
- Valvole di intercettazione: hanno la funzione di agevolare le operazioni di manutenzione (pulizia, riparazione, sostituzione, ecc.). In particolare, vanno previste a monte dei collettori di mandata e ritorno, e prima e dopo ogni circolatore;
- Termometro di mandata e, spesso, anche di ritorno;
- Rubinetti di carico e scarico.

Lo schema idraulico completo per il collegamento del generatore di calore con l'impianto radiante regolato a punto fisso grazie alle valvole a tre vie è rappresentato in *Figura 29*. La situazione illustrata è completa dei vari casi che la pratica impiantistica può essere chiamata ad affrontare:

- la differenziazione di due zone termiche servite da due distinti collettori di distribuzione. Può essere il caso di due impianti radianti di tipologia diversa, oppure alimentati a temperatura di mandata nettamente differente. In questo caso, ogni zona richiede i propri collettori di mandata/ritorno, il proprio circolatore (P1, P2), e la propria valvola di miscelazione a tre vie (T1, T2);
- la contemporanea alimentazione di un terminale di impianto ad alta temperatura (radiatore, ventilconvettore, battiscopa radiante, ecc.). In questo caso, l'adduzione avverrà a monte del sistema di miscelazione, direttamente dalla tubazione in uscita dalla caldaia. La temperatura di mandata sarà quella di caldaia e la regolazione sarà eseguita in portata tramite l'azione sulla valvola di zona (M1), in totale indipendenza dal controllo dell'impianto radiante.

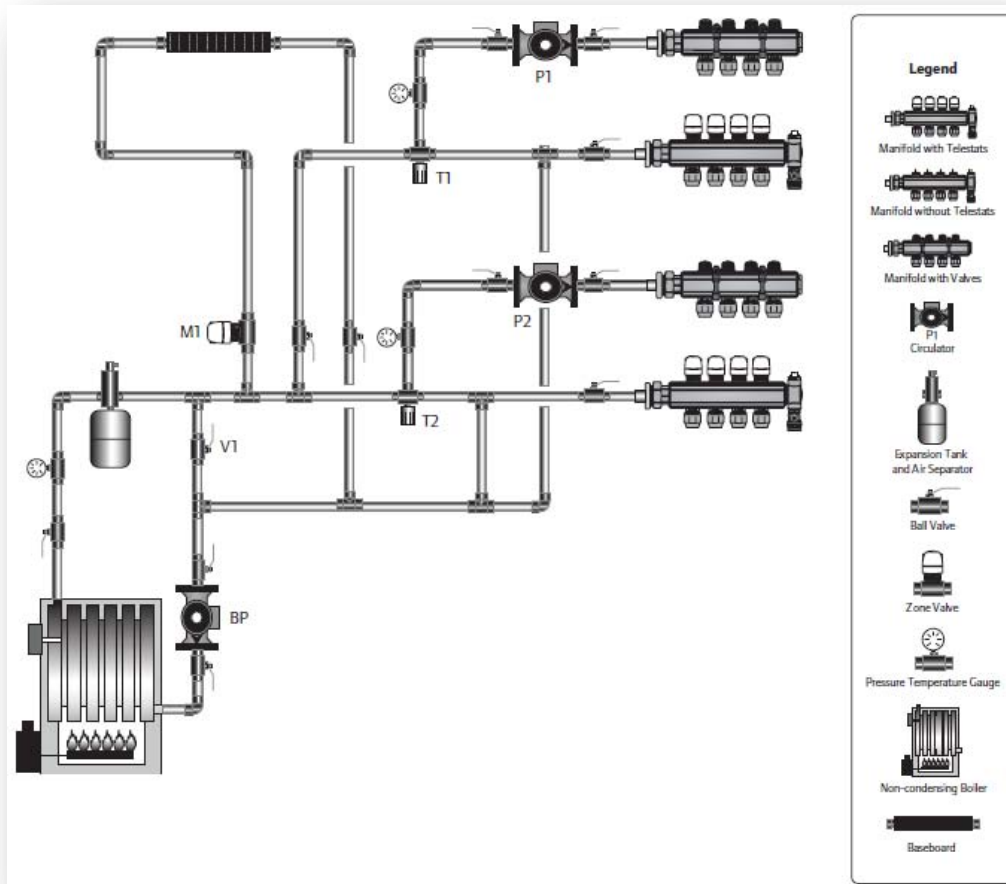


Figura 29. Schema idraulico di collegamento tra il generatore di calore e due impianti radianti regolati a punto fisso, con temperature di mandata differenti, e dotati di valvola miscelatrice a tre vie.

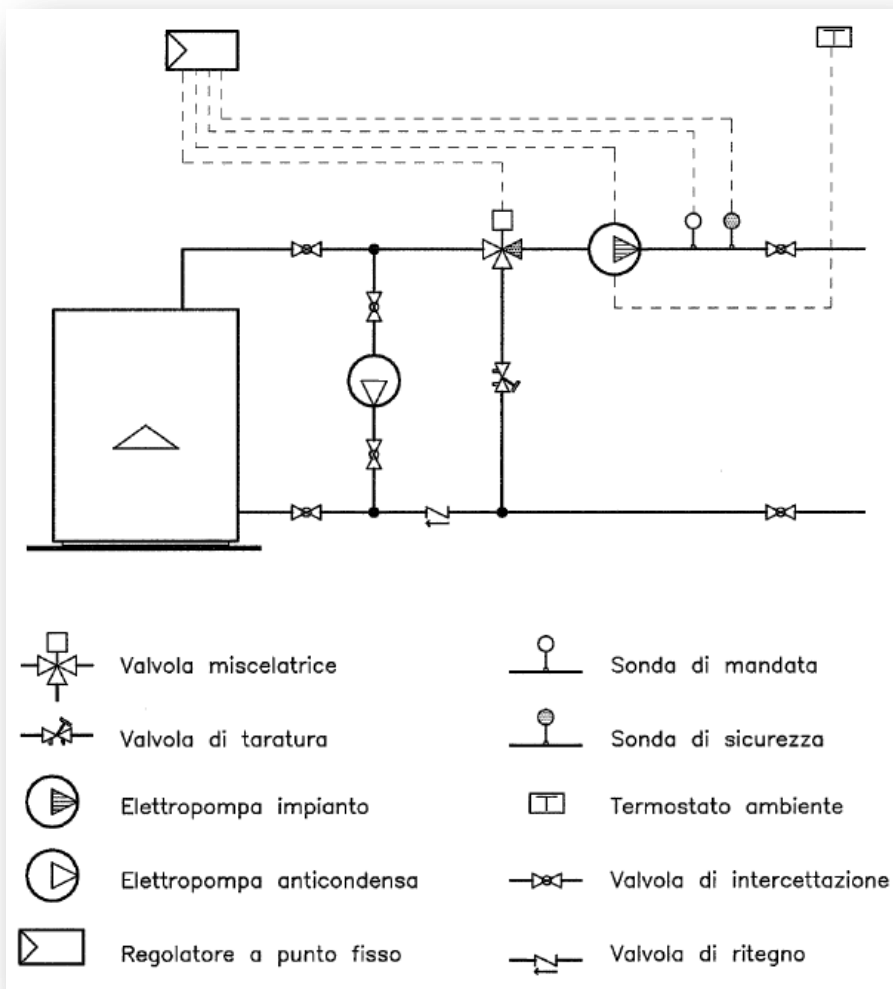


Figura 30. Schema idraulico di collegamento tra il generatore di calore e un impianto radiante regolato a punto fisso. In questo caso il generatore di calore è posto in sicurezza dal ramo trasversale con la pompa anti-condensa. La valvola miscelatrice a tre vie è mossa da un attuatore elettronico comandato dal regolatore a punto fisso, sulla base del *feedback* della temperatura di mandata. Vi è inoltre una sonda di sicurezza collegata al regolatore: se la temperatura di mandata eccede i limiti consentiti, viene comandato l'arresto della pompa.

A favore della scelta della valvola a tre vie come elemento di regolazione giocano molteplici fattori, tra i quali si segnalano l'economicità del dispositivo, la facilità di installazione e la reattività del controllo. Ciò nonostante, in alternativa alla valvola a tre vie, alcuni schemi di regolazione adottano la valvola di miscelazione a quattro vie. In questo caso, il pilotaggio non può avvenire con meccanismo termostatico auto-azionante, ma è competenza di un servomotore. Ancora più a monte, l'attuatore viene comandato da una centralina elettronica, la quale opera con la consueta logica di controllo a punto fisso. Una sonda ad immersione o a contatto rileva la temperatura dell'acqua di mandata all'impianto, comunicandone il valore all'unità elettronica. Se il livello termico tende a scendere, la centralina invia un segnale al servomotore, con lo scopo di ruotare il *flapper* deviatore (in senso orario, secondo la *Figura 33*) affinché la portata di acqua calda proveniente dalla caldaia aumenti. Al di sotto di un certo valore-limite, come ulteriore *step*, la centralina comanda alla caldaia di accendersi.

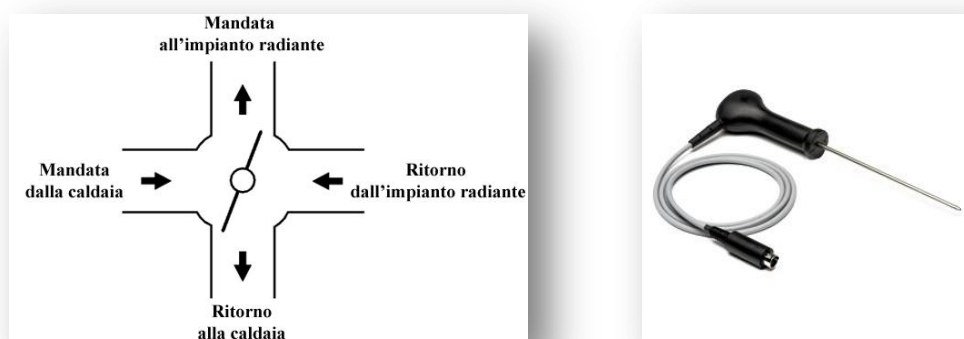


Figura 33. Schema funzionale di una valvola di miscelazione a quattro vie (a sinistra) e sonda ad immersione per la rilevazione della temperatura di mandata (a destra).

Un ulteriore dispositivo di mitigazione della temperatura di caldaia per l'alimentazione degli impianti radianti è costituito dal serbatoio di pre-miscelazione (conosciuto nel gergo tecnico come "barilotto" o "serbatoio-buffer"). Questa soluzione è particolarmente indicata per:

- i. caldaie a contenuto d'acqua molto modesto, spesso indicate come "*flash boilers*" (esempio: le caldaie a biomassa). La bassa quantità di massa d'acqua di cui sono capaci è sinonimo di insufficiente inerzia termica, tale da imporre continui cicli di attacca/stacca, se non venissero accoppiate a sistemi di regolazione diversi dal serbatoio-tampone;
- ii. pompe di calore che producono acqua a temperatura eccedente la richiesta di alimentazione dell'impianto radiante (esempio: pompa di calore geotermica combinata ad un impianto radiante dalla temperatura di progetto massima di 50 °C).

Il serbatoio di miscelazione funge da elemento di comunicazione tra i circuiti primario (relativo al generatore di calore) e secondario (relativo all'impianto radiante), fisicamente ben distinti. L'apporto di acqua calda dal generatore

all'accumulo avviene con regolazione termostatica, allo scopo di mantenere costante la temperatura dell'acqua di alimentazione al circuito radiante. A tal fine, in corrispondenza del volume superiore del serbatoio viene applicata una sonda (AQ1, ad immersione o a contatto), collegata elettricamente ad un regolatore in grado di attivare, in successione, la pompa del circuito primario (BP o HPP) e, qualora fosse necessario, anche il generatore di calore. A corredo dell'impianto, figurano:

- al primario: il vaso di espansione, il disaeratore ed il ramo di *by-pass* (solo se si tratta di caldaia non condensante);
- al secondario: il circolatore a monte del collettore di mandata.

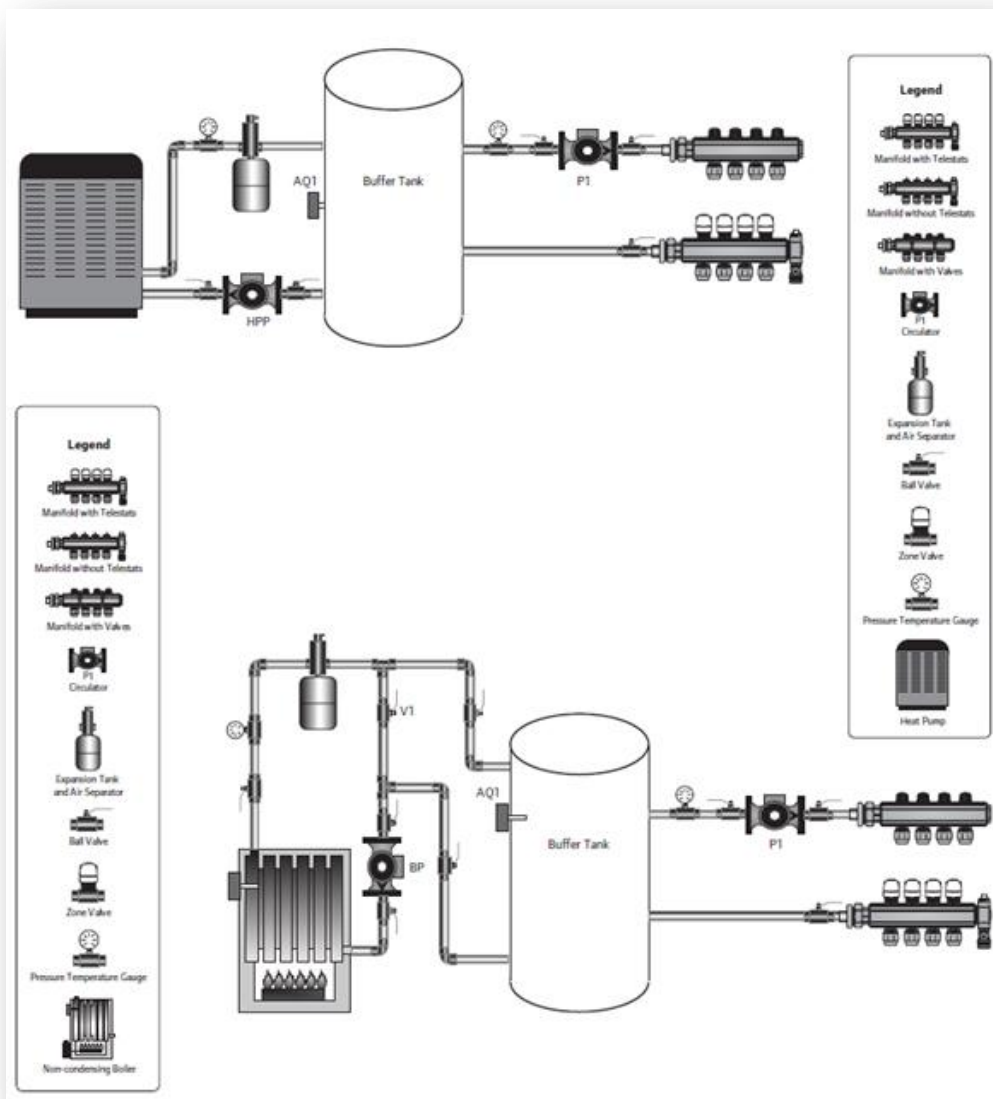


Figura 34. Schema idraulico di collegamento tra una pompa di calore (sopra) o un generatore di calore non condensante (sotto) ed un impianto radiante regolato a punto fisso, mediante un serbatoio-buffer.

Nel settore della termoregolazione, un'altra valida alternativa alla valvola di miscelazione a tre vie è il sistema ad iniezione, il quale non richiede la dotazione di ulteriori dispendiosi componenti quali possono essere il serbatoio-*buffer* o lo scambiatore di calore a piastre. Come risulta evidente dalla *Figura 35*, i circuiti primario e secondario sono costituiti da due anelli idraulici distinti in cui, in situazione di regime, le portate fluiscono sotto l'azione dei circolatori di competenza, senza opportunità di miscelazione. All'occorrenza, la portata circolante nel secondario andrà integrata con brevi "iniezioni" (*blasts*) di acqua calda dal primario, per ristabilirne la temperatura. Questa operazione è resa possibile dalle due "gambe di iniezione" (*injection legs*), cioè dai rami di mandata e di ritorno che mettono in comunicazione i due anelli per il solo tempo necessario all'integrazione. Il richiamo di portata dal primario può avvenire per mezzo di una valvola di zona a due posizioni o di una pompa di iniezione a portata variabile.

Nel caso venga impiegata una valvola di zona a due posizioni, diversamente da quanto avviene per la miscelatrice a tre vie, i due ingressi della valvola non possono essere dischiusi contemporaneamente: l'apertura dell'uno esclude l'apertura dell'altro. Facendo riferimento alla *Figura 35*, a regime è la via A ad essere aperta, mentre durante la fase di iniezione l'otturatore vi va in battuta, lasciando libero il passaggio alla via B. La commutazione dello stato della valvola e la relativa accensione della pompa lato caldaia avvengono ad arbitrio di un termostato posizionato sul ramo di alimentazione del circuito radiante, impostato per mantenere una temperatura di mandata costante. A completamento dell'impianto, figura una valvola di bilanciamento della portata (C) sul ramo trasversale tra la mandata ed il ritorno dell'impianto radiante: la sua funzionalità viene esaltata in fase di iniezione, durante la quale fungerà da compensatore idraulico affinché le portate nei due anelli rimangano costanti. Infatti, se la portata del primario supera quella del secondario, devierà la porzione eccedente sul ramo di ritorno; se viceversa è la portata del secondario a prevalere su quella del primario, ricircolerà parte della portata dell'impianto radiante sul ramo di mandata, permettendo la miscelazione.

Particolare cura va prestata al dimensionamento del circuito idraulico, almeno in due aspetti:

- i. bisogna fare in modo che la perdita di carico lungo il ramo trasversale tra mandata e ritorno sia consistente (in altri termini, esso deve misurare almeno 30 cm). Questa prescrizione costringe la pompa del primario, in condizioni di regime, a fornire una spinta sufficiente solamente alla circuitazione nel proprio anello idraulico, senza permettere all'acqua calda di percorrere l'altro ramo trasversale parallelo, competente invece al circuito secondario;
- ii. bisogna fare in modo che la perdita di carico lungo il ramo di congiunzione tra i due anelli (ΔP_L in *Figura 35*) sia modesta (cioè la spaziatura tra i due rami trasversali paralleli non deve eccedere i 15 cm o quattro volte il diametro della tubazione). In tal modo, a regime, la portata circolante a secondario resterà confinata nel proprio anello, attestandosi al valore di progetto.

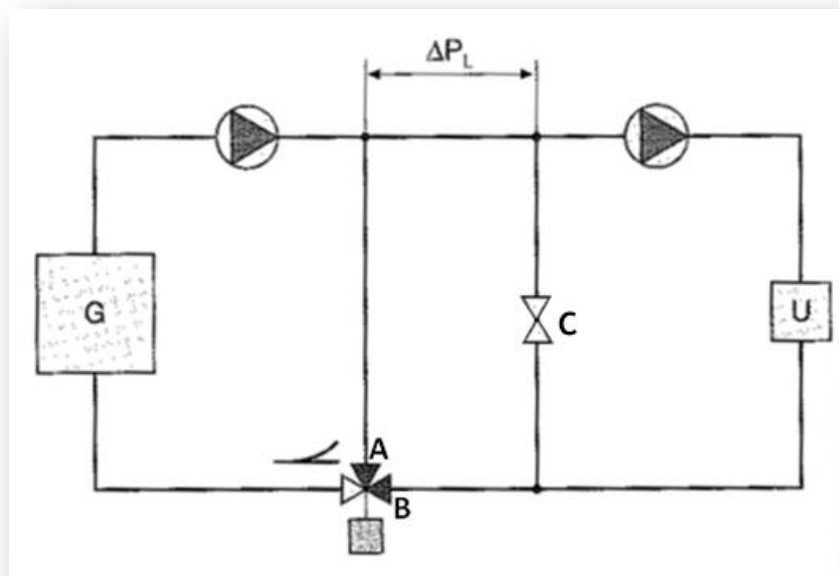


Figura 35. Schema idraulico di collegamento tra un generatore di calore (G) ed un impianto radiante (U) regolato a punto fisso, mediante una valvola di zona a tre vie e due posizioni.

Nell'esempio è stata descritta una valvola di zona a tre vie, tuttavia alcune aziende propongono il sistema ad iniezione tramite una più semplice valvola a due vie posta sulla mandata (Figura 36), comandata da una sonda posta tra la pompa del secondario ed il circuito radiante.

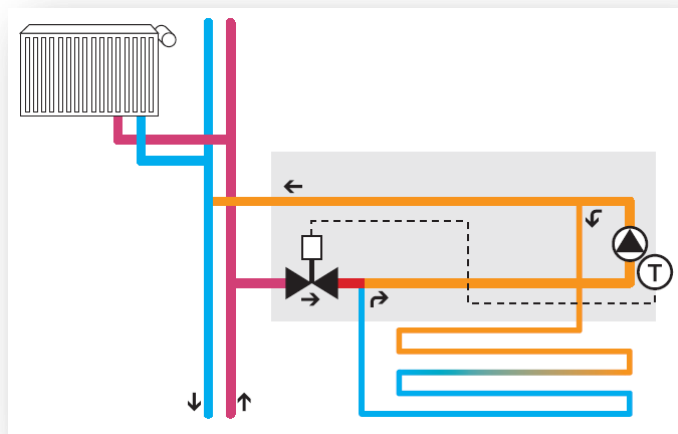


Figura 36. Schema idraulico di collegamento tra un generatore di calore, un terminale ad alta temperatura e un impianto radiante, regolato a punto fisso mediante una valvola di zona a due vie.

Come si diceva, l'alternativa alla valvola a due posizioni è la pompa di iniezione (Figura 37). Si tratta di un piccolo circolatore a rotore bagnato, posto sulla *injection leg* di mandata, e capace di modulare con precisione la portata di acqua calda del primario da immettere nel secondario affinché il fluido termovettore giunga al collettore di mandata ad un livello termico costante. Gli aggiustamenti in portata sono la conseguenza della modificazione del numero di giri del motore cui è

collegata la pompa a velocità variabile. Il comando di questa pompa avviene in maniera indipendente dall'attività dei circuiti primario e secondario, secondo la logica a punto fisso appena descritta oppure, come vedremo, quella climatica. L'unica deroga a questo tipo di controllo è il caso in cui la temperatura di ritorno al generatore di calore scenda al di sotto del valore di soglia: in tale situazione, è necessario ridurre la velocità della pompa, così da far permanere una quantità maggiore di acqua calda nel primario, innalzandone la temperatura media. La pompa di iniezione è di piccola taglia, in quanto in essa fluirà tipicamente una portata pari al 15÷30% di quella contenuta nel circuito secondario: tale valore è tanto più alto quanto più alta è la temperatura cui vanno alimentati i pannelli, quanto più alta è la portata lato radiante, e quanto più bassa è la temperatura disponibile nell'anello primario. Le regole pratiche di progettazione (i) e (ii) illustrate pocanzi in merito ai circuiti ad iniezione tramite valvola a due posizioni sono tuttora valide; in particolare, la prescrizione (i) viene sovente ottemperata sagomando a forma di "Z" le due *injection legs*: in questo modo, creando piccoli salti geodetici di almeno 30 cm, vengono scongiurati travasi di acqua calda dal circuito primario in momenti indesiderati.

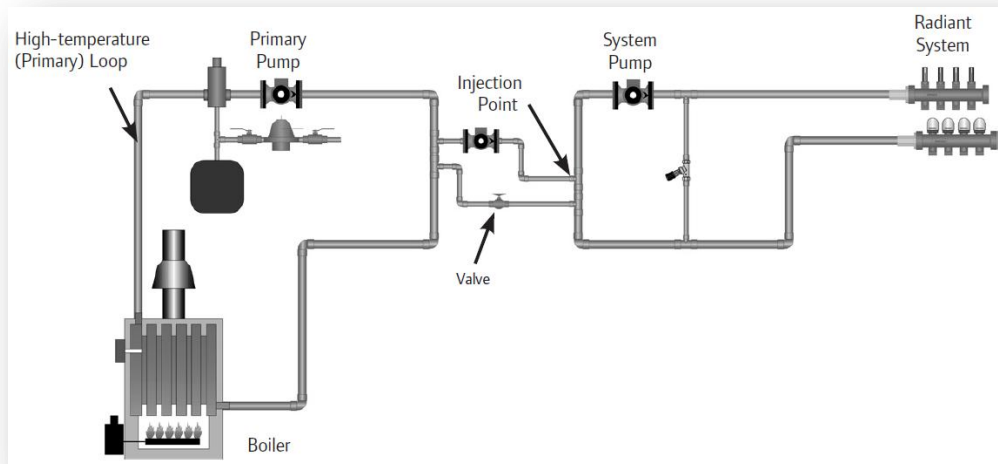


Figura 37. Schema idraulico di collegamento tra un generatore di calore e un impianto radiante, regolato a punto fisso mediante una pompa di iniezione a velocità variabile.

Infine, l'ultimo dispositivo annoverato nel ventaglio delle soluzioni offerte per la mitigazione della temperatura di caldaia è lo scambiatore di calore a piastre. La sua configurazione più comune in queste applicazioni è quella a piastre brasate in acciaio inossidabile: fluendo in canali alterni e contigui, i flussi provenienti dalla caldaia e dall'impianto radiante realizzano uno scambio di calore e, a differenza dei sistemi precedentemente descritti, non di massa. In virtù della sua peculiarità di mantenere separate le portate in ogni condizione di funzionamento, esso è particolarmente adatto per gli impianti radianti:

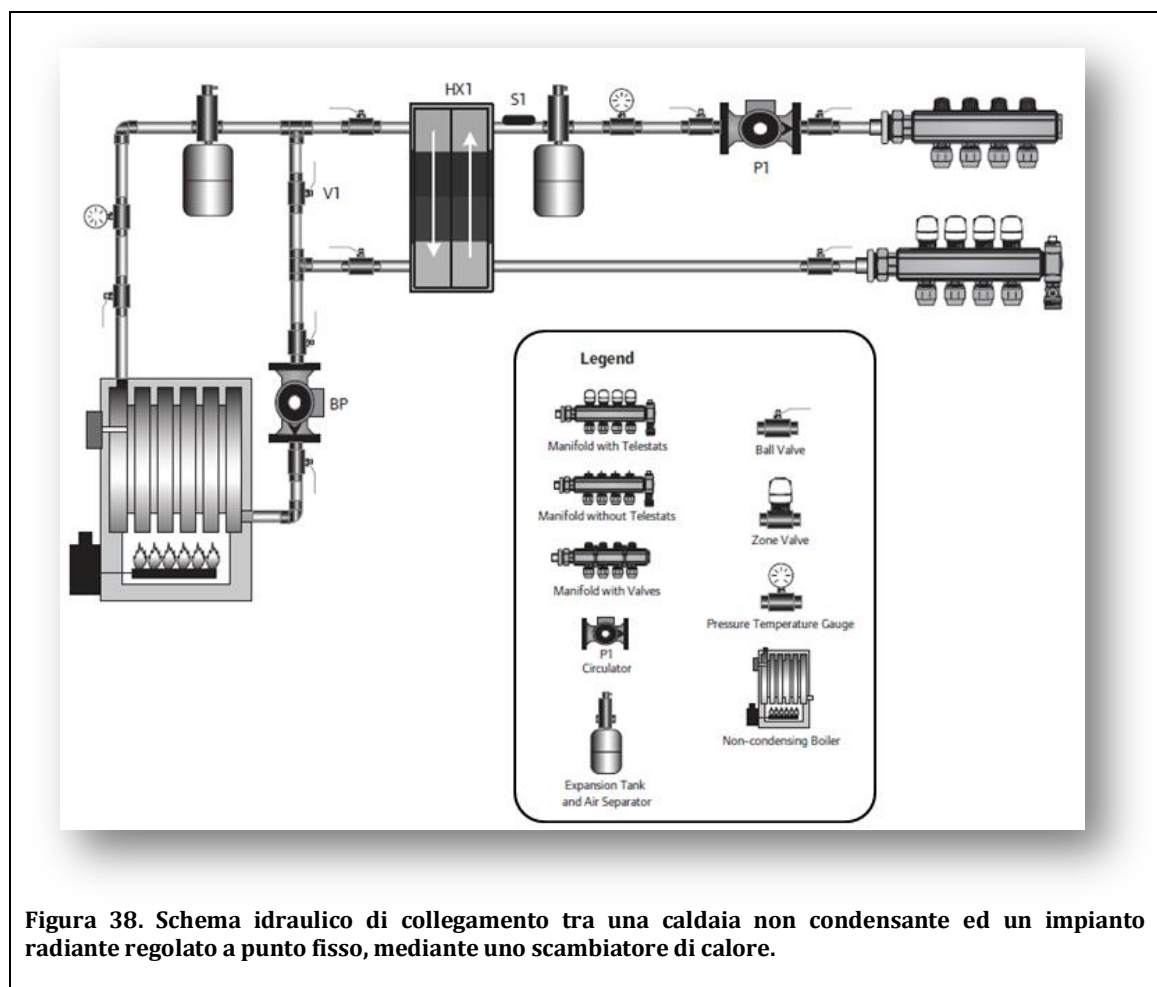
- i. impiegati nello sbrinamento delle strade o delle piste (esempi: lunghi ponti sui fiumi, aeroporti), perché permettono di glicolare la sola porzione fluido circolante al secondario e proteggono il generatore di calore da temperature di ritorno troppo basse;

- ii. costituiti da tubi in PEX senza barriera alla diffusione dell'ossigeno, perché permettono di usare tradizionali materiali ferrosi al primario (acciaio, ghisa, ecc.), limitando al solo secondario i più pregiati materiali non-ferrosi (acciaio inossidabile, ottone, bronzo, ecc.). Questi ultimi sono necessari per evitare che l'ossigeno contenuto nell'acqua tecnica possa permeare attraverso la tubazione polimerica e corrodere flange, disaeratori o pompe.

Esattamente come nel caso del serbatoio-*buffer*, sulla mandata del circuito radiante è necessario installare una sonda di temperatura (S1), comunicante con un regolatore elettronico in grado di attivare la pompa di circolazione a primario e, in caso di necessità, il generatore di calore stesso.

Come evidente dalla *Figura 38*, completano l'impianto:

- al primario: il vaso di espansione, il disaeratore ed il ramo di *by-pass*;
- al secondario: il circolatore, il vaso di espansione ed il disaeratore.



A corredo dell'esposizione dei principi di funzionamento della regolazione a punto fisso, si ritiene profittevole presentare sinteticamente i kit di termoregolazione per impianti radianti più diffusi sul mercato e recanti questa logica di controllo. Si tratta di sottostazioni compatte, la cui installazione è prevista nella cassetta dei collettori di distribuzione oppure in una cassetta dedicata in prossimità della caldaia.

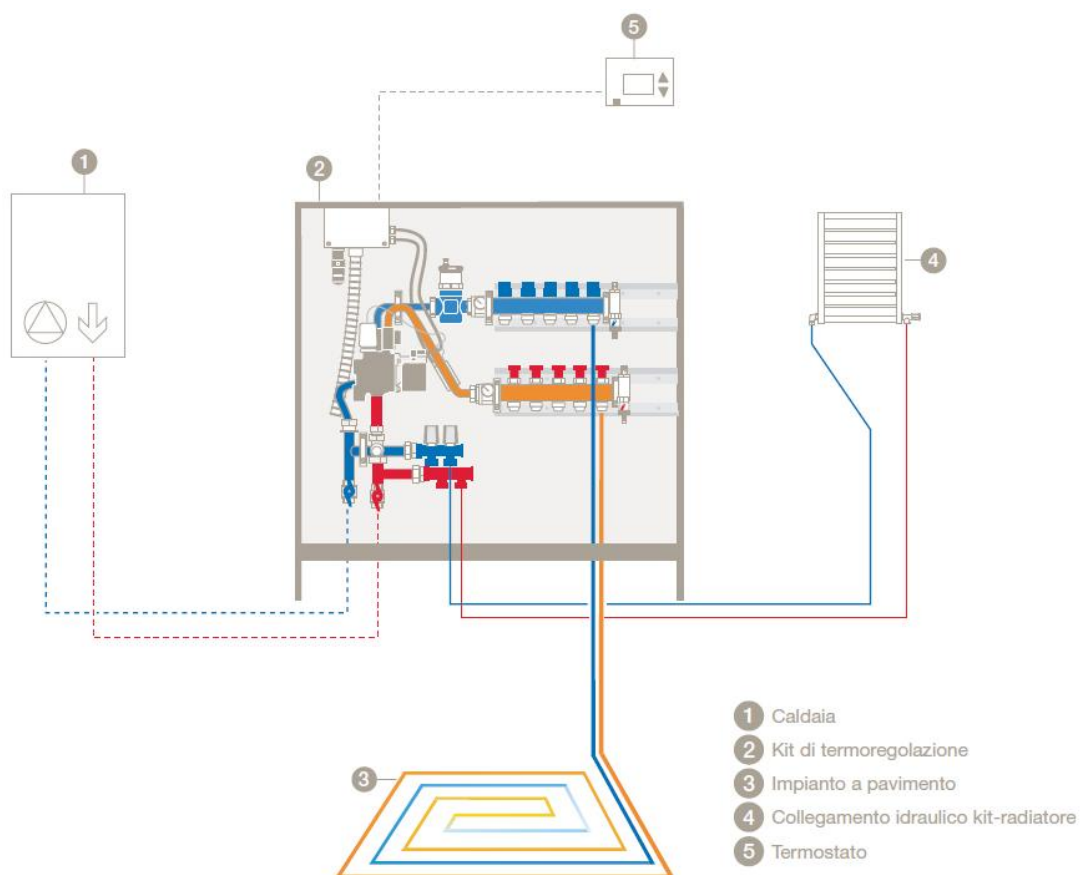


Figura 39. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso (*Kit Compact PF, RDZ*). La caldaia (1) alimenta i collettori di distribuzione per l'impianto radiante (3), preceduti dai collettori per l'alimentazione dei terminali ad alta temperatura come i termoarredi (4). Alla scatola dei cablaggi elettrici (2) fanno capo il termostato ambiente (5), il termostato di sicurezza ed il ritardatore elettronico. La regolazione ha luogo mediante una valvola termostatica a tre vie, incorporata in un gruppo di miscelazione e pompaggio compatto e monoblocco.

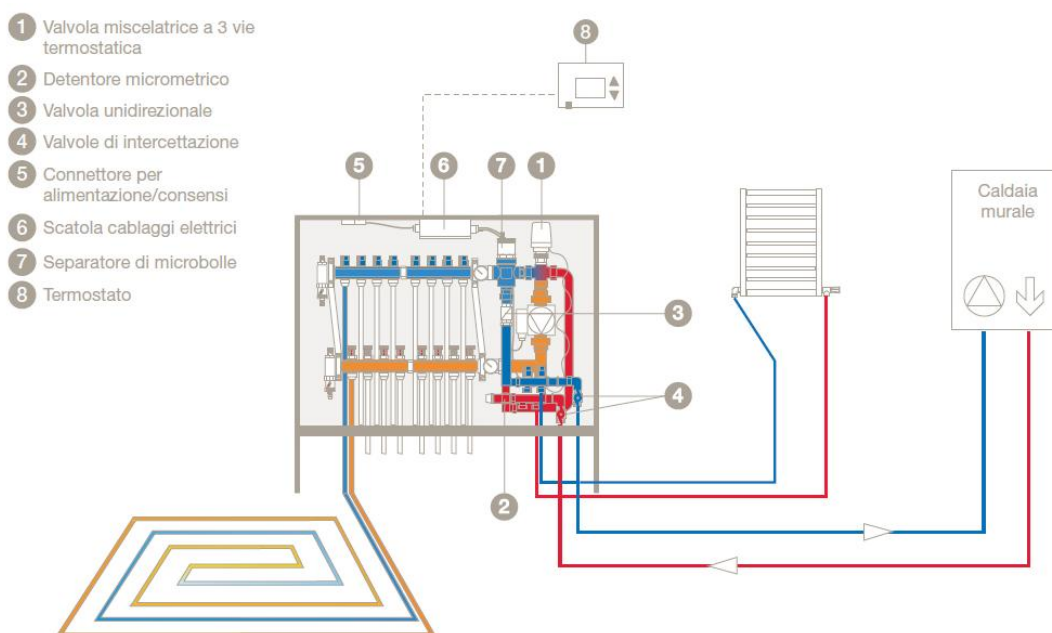


Figura 40. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso (Kit PF Duplex, RDZ). Anche in questo caso la regolazione ha luogo mediante una valvola termostatica a tre vie (1). Rispetto al *Compact PF* di RDZ, in questo caso sono evidenziati: il separatore di microbolle (7) posto sul ramo di ritorno, la valvola unidirezionale (3) per impedire una circolazione in verso contrario, le valvole di intercettazione (4) sugli attacchi che competono al terminale ad alta temperatura, ed il detentore micrometrico (2) per il bilanciamento delle portate. Inoltre, non si tratta più di un monoblocco: questa volta la valvola di miscelazione ed il circolatore sono fisicamente ben distinti. Il kit è particolarmente adatto al collegamento con una caldaia murale, con pompa già incorporata.

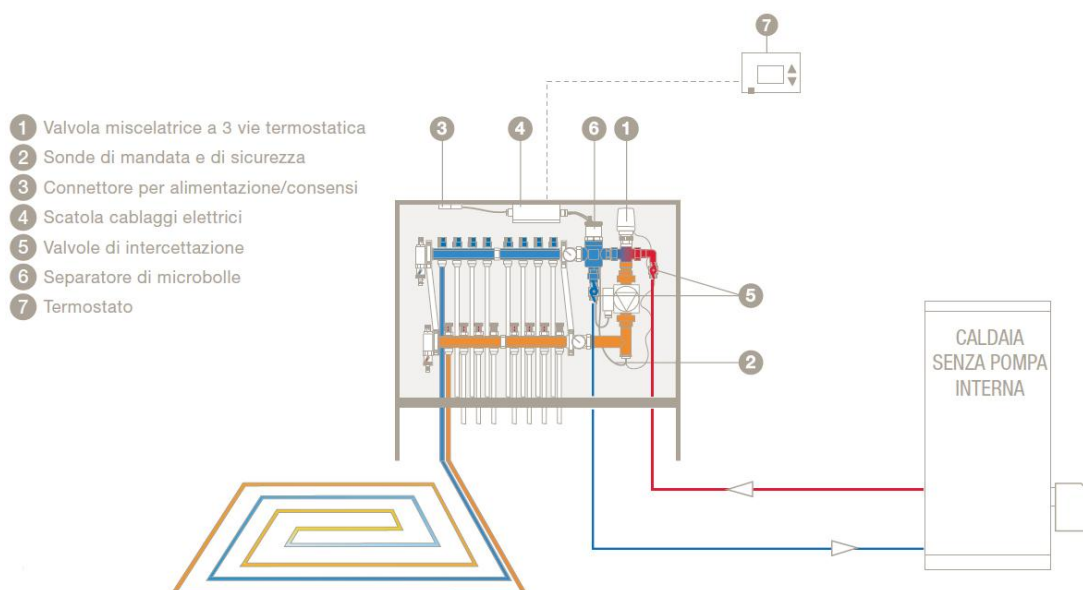


Figura 41. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso (Kit PF Simplex, RDZ). Anche in questo caso la regolazione ha luogo mediante una valvola termostatica a tre vie (1). Rispetto al PF Duplex di RDZ, in questo caso manca la possibilità di alimentare terminali ad alta temperatura. Il kit è particolarmente adatto al collegamento con una caldaia priva di circolatore interno che spinga sulla valvola miscelatrice a tre vie.

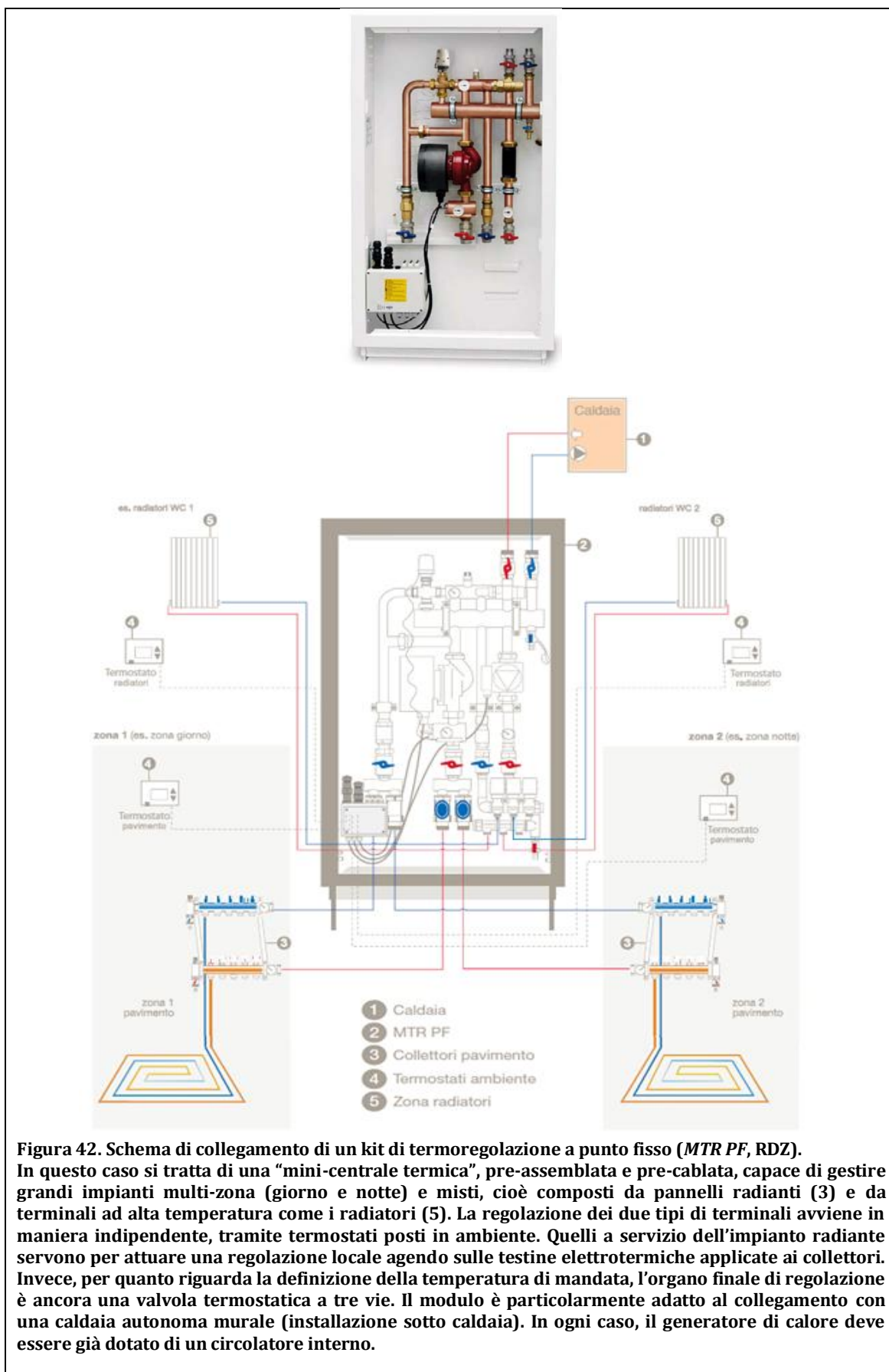




Figura 43. Kit di termoregolazione a punto fisso (*Command Duo S*, Eurotherm).

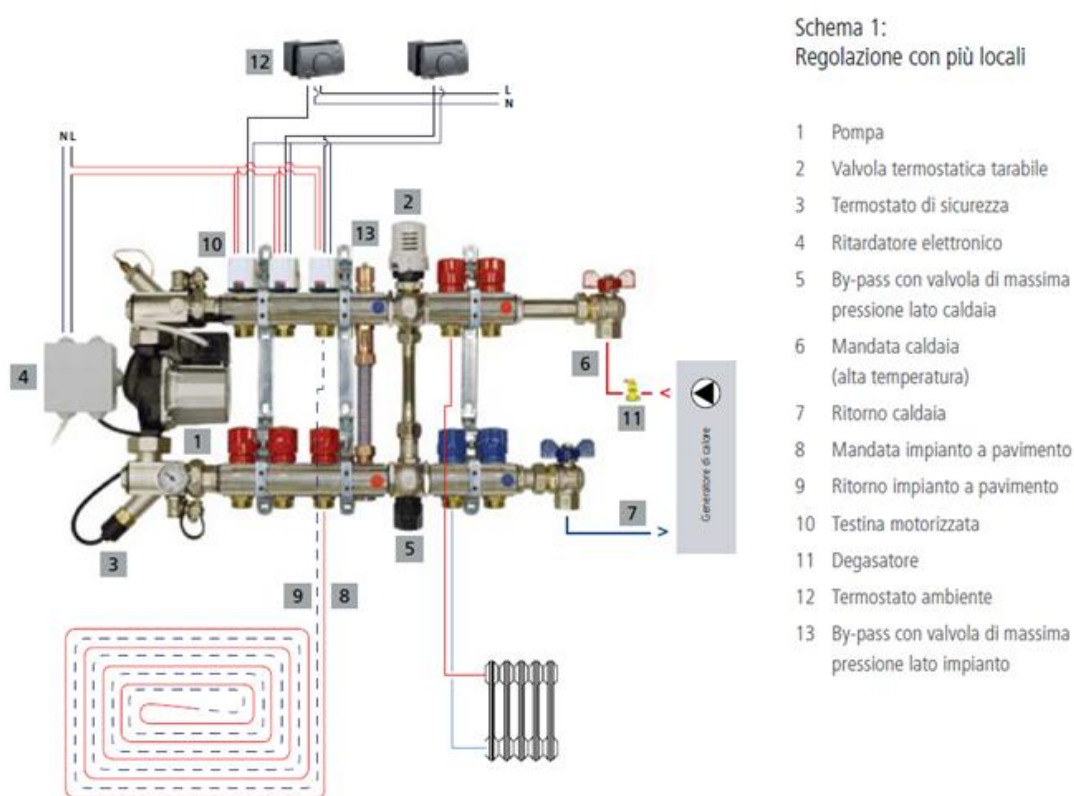


Figura 44. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso (*Command Duo S*, Eurotherm) per impianti multi-zona. Ogni zona è costituita da uno o più locali, ed è monitorata da un termostato ambiente (12) collegato agli attuatori elettrotermici montati sulle testine del collettore (10), per effettuare una regolazione in portata. Invece, per quanto riguarda la definizione della temperatura di mandata, il sistema è ad iniezione, con regolazione per mezzo di una valvola a tre vie (2), a due posizioni e a comando termostatico. Completano l'impianto le testine per l'alimentazione di terminali ad alta temperatura (radiatori o termoarredi), il disaeratore (11), il ritardatore elettronico (4), il termostato di limitazione della temperatura di mandata (3), il termometro di ritorno, ed i circuiti di *by-pass* lato caldaia (5) e lato radiante (13).

Schema 2:
Regolazione di un unico locale

- 1 Pompa
- 2 Valvola termostatica tarabile
- 3 Termostato di sicurezza
- 4 Ritardatore elettronico
- 5 By-pass con valvola di massima pressione lato caldaia
- 6 Mandata caldaia (alta temperatura)
- 7 Ritorno caldaia
- 8 Mandata impianto radiante
- 9 Ritorno impianto a pavimento
- 10 Degasatore
- 11 Termostato ambiente pompa

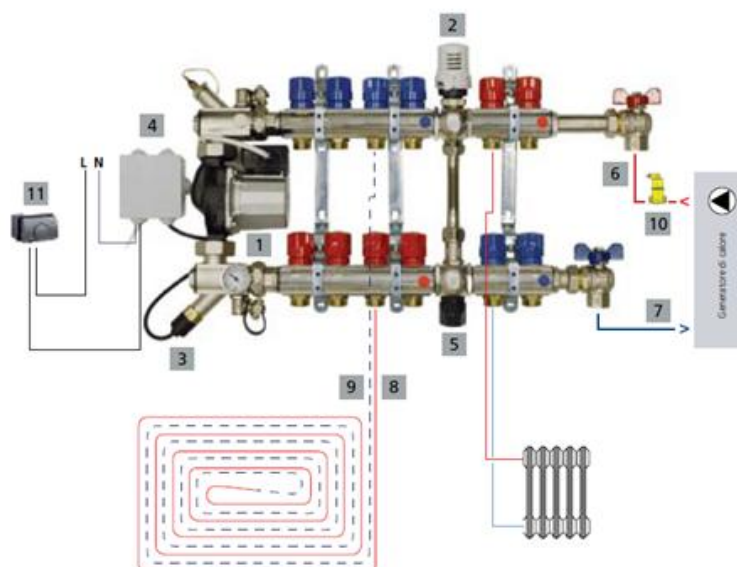


Figura 45. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione a punto fisso (*Command Duo S*, Eurotherm) per impianti mono-zona. Rispetto allo schema precedente, non sono più necessarie le testine elettrotermiche ed il circuito di *by-pass* lato radiante, in quanto il termostato ambiente (11) è unico e può essere collegato al ritardatore elettronico (4) e quindi, indirettamente, alla pompa di circolazione, che lavorerà in on/off o in modulazione a seconda che sia a velocità costante oppure variabile. Ancora una volta, la regolazione della temperatura di mandata è affidata ad un sistema ad iniezione con valvola a tre vie (2), a due posizioni e ad azione termostatica.

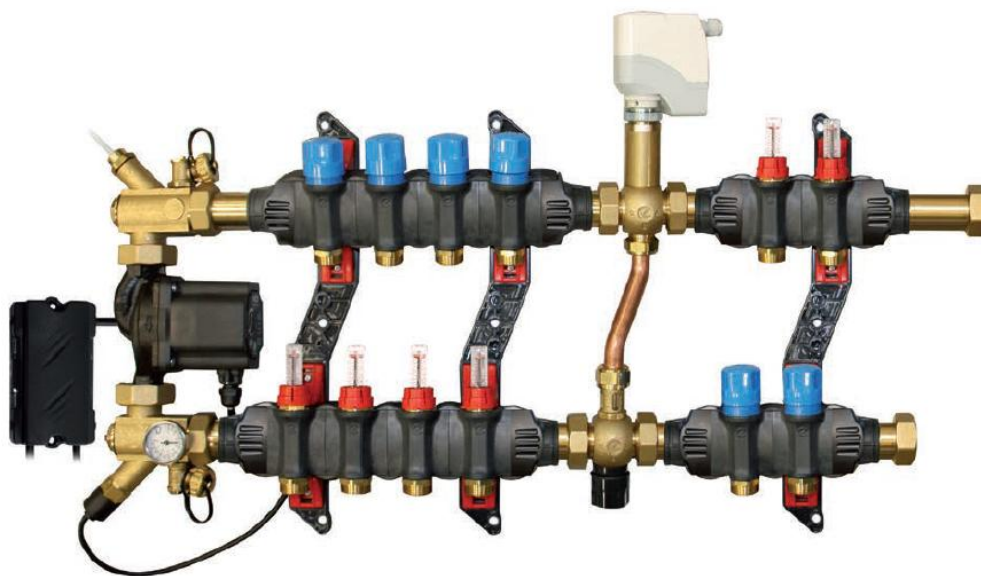


Figura 46. Kit di termoregolazione a punto fisso (*Command Duo Elite*, Eurotherm). Anche in questo caso, la regolazione a punto fisso della temperatura di mandata viene realizzata con un sistema ad iniezione, attraverso una valvola a tre vie e due posizioni, auto-azionata per via termostatica oppure comandata da un servomotore con funzionamento a tre punti. A differenza del kit precedente, questo è applicato ad un collettore modulare componibile e pre-assemblato, sinonimo di versatilità nel campo applicativo.

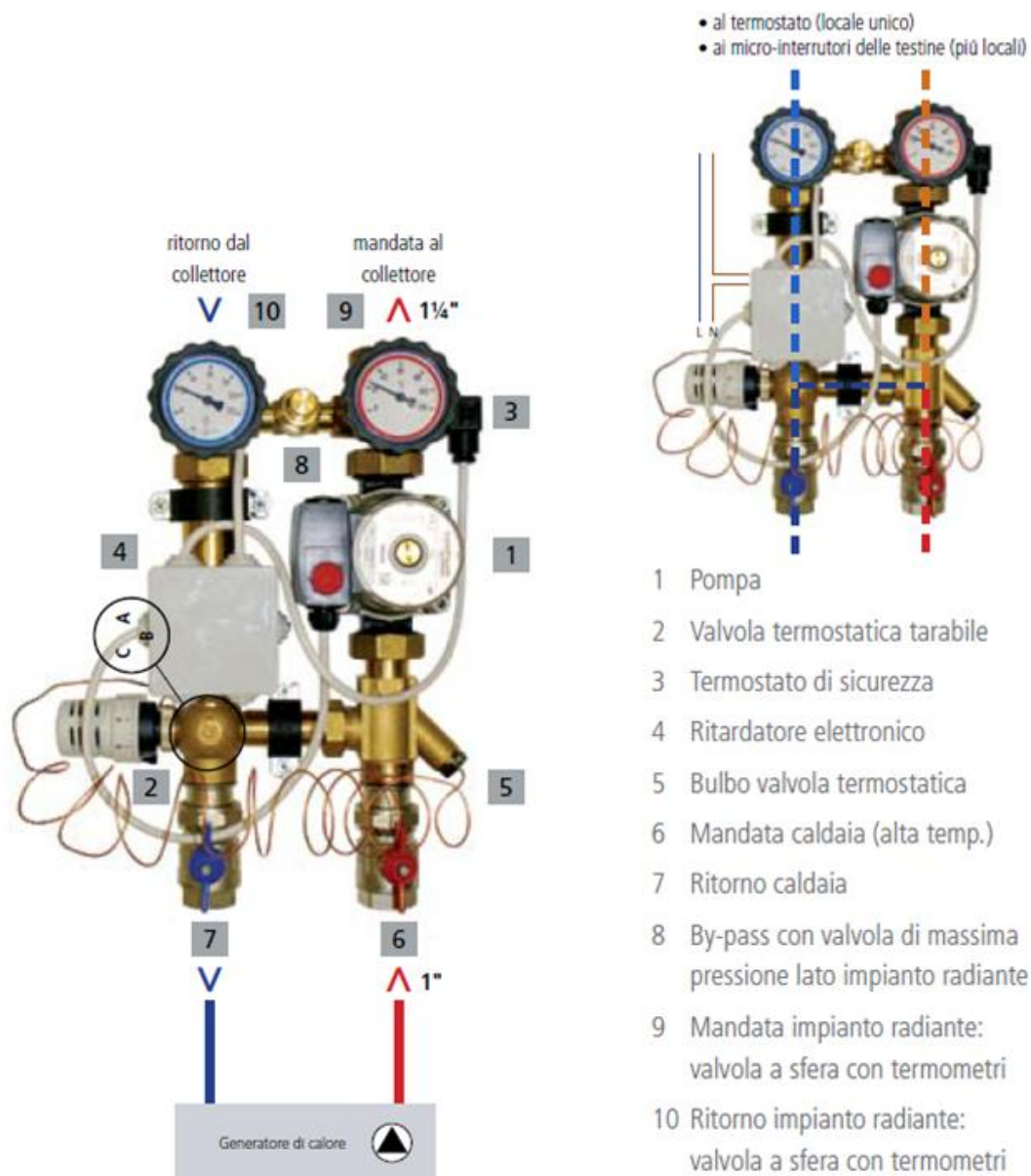


Figura 47. Sistema di termoregolazione a punto fisso (*Punto Fisso Verticale*, Eurotherm).

Si tratta di un modulo compatto da installare in una cassetta a muro dedicata, in centrale termica nei pressi della caldaia. La regolazione della temperatura di mandata avviene sempre a mezzo di una valvola termostatica (2), questa volta posta sul ramo di ritorno: deviando parte dell'acqua tiepida di ritorno verso la mandata, viene mitigata la temperatura di alimentazione dei pannelli, fino al raggiungimento del valore desiderato. Il bulbo (5), cioè l'elemento sensibile della valvola, è immerso nella tubazione di mandata all'impianto radiante, e comunica con la testa termostatica tramite un capillare. Completano il sistema il termostato di limitazione (3), il ritardatore elettronico (4) e la valvola di *by-pass* regolabile lato radiante (8).

2.2.3 Regolazione climatica sull'impianto radiante

Come già illustrato nel *Paragrafo 1.3.2*, la regolazione climatica consiste nell'adeguamento della temperatura del fluido termovettore alle condizioni climatiche esterne. Mentre in quel caso la grandezza compensata era la temperatura dell'acqua calda prodotta dal generatore di calore, in questo caso si fa riferimento alla temperatura di alimentazione dell'impianto radiante.

Al calare della temperatura esterna, le dispersioni termiche realizzate dall'edificio aumentano, e di conseguenza deve aumentare la temperatura di mandata all'impianto affinché la resa termica eguagli il fabbisogno energetico istantaneo. Tipicamente, la legge che correla le due temperature è di tipo lineare, ed è spesso indicata come "codice climatico", "curva climatica" o "curva di riscaldamento". Le principali dipendenze da cui è affetta l'inclinazione della curva sono:

- la temperatura ambiente impostata come *set-point* all'interno dell'edificio;
- le caratteristiche di emissione dei terminali d'impianto;
- le caratteristiche dispersive dell'involucro edilizio;
- l'inerzia termica ("massività") dell'edificio.

A causa di una tale molteplicità di fattori, la pendenza della curva (o "*slope ratio*") è valutabile solo approssimativamente in fase di progetto; dovrà perciò essere aggiustata e tarata sul campo, in base alle reali prestazioni in fase di esercizio. Nella maggior parte dei casi, la retta climatica presenta una pendenza di $0.6 \div 1$ °C/°C, ed in corrispondenza della temperatura minima di progetto, una temperatura di mandata di $40 \div 45$ °C (*Figura 48*).

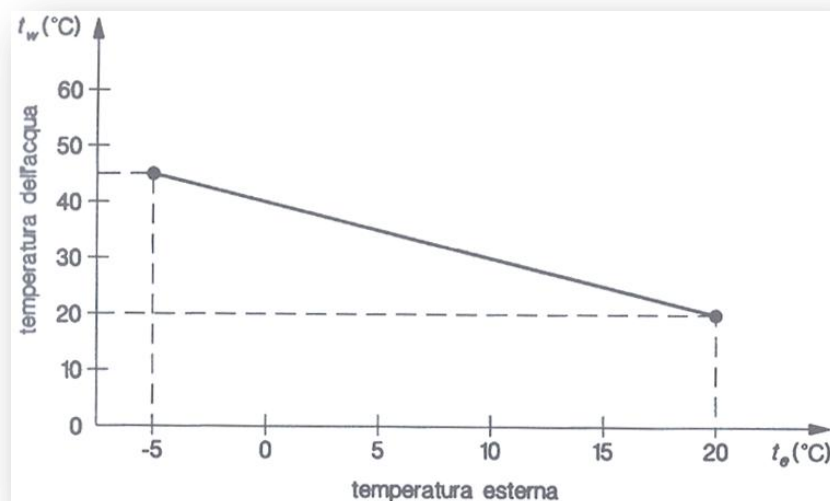


Figura 48. Rappresentazione della classica curva di riscaldamento per la regolazione climatica degli impianti radianti.

Rispetto alla regolazione a punto fisso, quella climatica permette di conseguire consistenti risultati in termini di risparmio energetico, poiché il fluido termovettore circola alla minima temperatura di mandata funzionale alla copertura del carico termico (*Figura 49*).

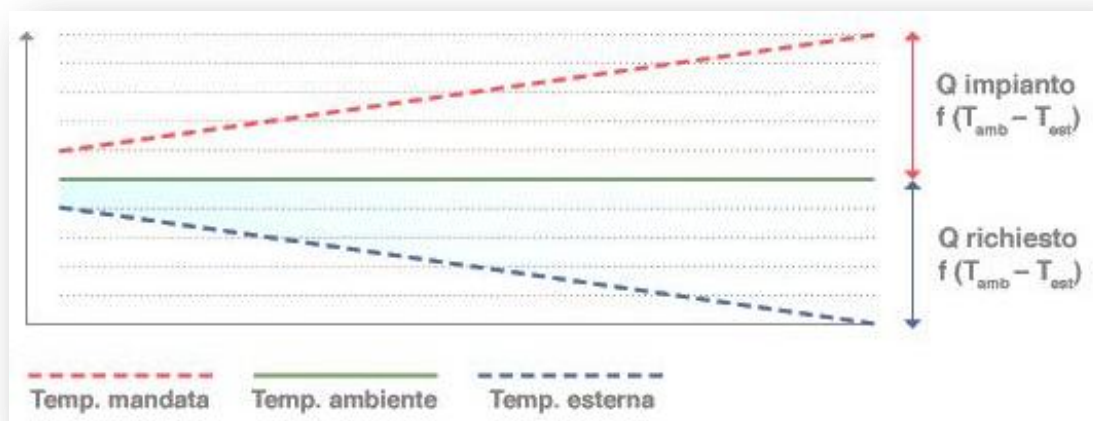


Figura 49. Il carico termico richiesto istantaneamente dall'edificio (supposto proporzionale alla differenza di temperatura tra interno ed esterno) viene perfettamente compensato dall'apporto di calore fornito dall'impianto (supposto proporzionale alla differenza di temperatura tra il fluido termovettore e l'ambiente).

In questo caso i benefici sono concentrati nella minimizzazione delle perdite termiche nel percorso di distribuzione. Vantaggi più consistenti derivano dalla regolazione climatica applicata a livello centrale in caldaia: solo in questa maniera si possono ridurre al minimo anche le perdite di generazione.

La regolazione climatica viene comunemente realizzata attraverso i seguenti componenti:

- una centralina elettronica digitale, detta anche “regolatore climatico”;



- eventuali moduli di espansione per il controllo di più circuiti miscelati, o per l'integrazione con il sistema di ventilazione;



- una sonda di temperatura dell'acqua di mandata all'impianto radiante, del tipo a contatto;
- una sonda di temperatura esterna, posizionata possibilmente sul muro esterno di orientazione Nord, lontano da fonti di calore, e nel punto in cui si prevede sarà raggiunta per meno tempo possibile dalla radiazione solare;
- un'opzionale sonda di temperatura ambiente, per il rilevamento della temperatura interna (utile in un'ottica di controllo con *feedback*) e l'eventuale impostazione del *set-point*¹² o la programmazione oraria settimanale (se si tratta di cronotermostati);



- un'opzionale interfaccia utente ("unità di comando" o "unità di controllo") su cui monitorare i valori di temperatura attuali ed eventualmente impostarne il *set-point*⁷ o la programmazione oraria settimanale;



- una sottostazione di regolazione climatica, posta in cassetta accanto al collettore di distribuzione oppure in centrale termica, a muro. Essa comprende l'organo finale di regolazione, che può essere costituito alternativamente da:
 - i. una valvola miscelatrice a tre vie comandata da un servomotore;
 - ii. una valvola miscelatrice a quattro vie comandata da un servomotore;
 - iii. una valvola modulante a due vie comandata da un servomotore;
 - iv. un sistema ad iniezione con pompe a velocità variabile.

¹² La modificazione del *set-point* comporta la selezione di una diversa curva climatica all'interno del regolatore.



Nel caso in cui la regolazione climatica a livello di impianto radiante sia abbinata ad una caldaia non condensante, bisogna preservarla dal ritorno di acqua a temperatura troppo bassa ($< 60\text{ }^{\circ}\text{C}$), situazione pericolosa in quanto potrebbe indurre alla condensazione il vapor acqueo presente nei fumi di combustione. In questo caso, alla lista dei componenti vanno aggiunte due sonde a contatto poste sulle tubazioni di mandata e di ritorno al generatore di calore.

La centralina elettronica riceve le misure da questi due sensori di temperatura e, qualora esse risultino inferiori alla soglia di sicurezza¹³, può provvedere alternativamente a:

- attivare un circuito di *by-pass* lato caldaia, del tutto simile a quello già descritto per la regolazione a punto fisso, nel caso in cui il circuito radiante sia unico e regolato con una valvola a tre vie;
- rallentare la velocità delle pompe di iniezione o mandare in chiusura le valvole a tre vie, nel caso in cui i circuiti radianti siano multipli e fisicamente separati dall'anello idraulico primario;
- attivare la pompa anti-condensa installata tra le linee di mandata e di ritorno al generatore di calore.

La centralina elettronica climatica, costituita da un microprocessore a 32 bit, viene alimentata a 230 V o 24 V, ed è installata nella cassetta del collettore o nel quadro elettrico, su barra DIN o con viti. Essa è collegata alle periferiche (sonde, eventuali moduli di espansione o interfaccia utente) via cavo (normali cavi elettrici schermati o connessione Bus) o in radiofrequenza.

¹³ Questa situazione si verifica se la temperatura di mandata è piuttosto bassa (cioè se la temperatura esterna non è così rigida, come nelle mezze stagioni) oppure se il fabbisogno termico dell'ambiente aumenta improvvisamente, raffreddando maggiormente la portata di fluido termovettore che circola entro il circuito radiante.

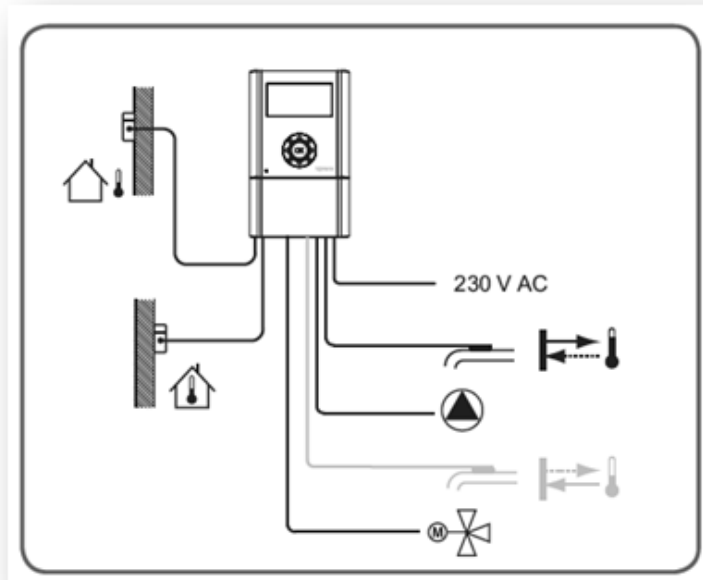


Figura 50. Regolatore climatico in installazione *stand-alone*: collegato alla rete domestica (230 V), esso riceve via cavo il segnale della temperatura esterna ed il *feedback* della temperatura interna. A sua volta, comanda o il servomotore di una valvola miscelatrice a tre vie, o una pompa a velocità variabile.

Il regolatore su cui si basa la logica climatica è non lineare, di tipo PI o PID. Come già spiegato nel *Paragrafo 1.4.4*, il controllore PI basa le proprie risposte sulla valutazione dello scostamento tra il *set-point* ed i valori attuale (azione proporzionale) e precedenti (azione integrativa) della temperatura interna. Il vantaggio di utilizzare un controllore PID, invece, sta nella capacità predittiva, insita nel calcolo della velocità di variazione della temperatura ambiente. In questo modo, il sistema di regolazione diventa più reattivo ed efficace. La logica di controllo può essere poi corredata da ulteriori opzioni, quali:

- l'*auto-tuning*: la centralina valuta il locale con il fabbisogno energetico maggiore, impostando i parametri adatti a soddisfarlo; poiché le condizioni al contorno variano con continuità, questo tipo di monitoraggio dev'essere costante;
- la pre-accensione dell'impianto: la centralina valuta l'inerzia termica di ogni stanza ed imposta l'accensione/spegnimento dell'impianto in maniera autonoma, allo scopo di raggiungere la temperatura voluta negli orari prefissati;
- lo spegnimento della pompa di circolazione qualora la richiesta termica sia nulla;
- la definizione di profili orari settimanali (opzione eventualmente assolta dall'interfaccia utente o dai cronotermostati ambiente);
- la selezione della modalità di funzionamento: comfort, economica (attenuazione notturna del *set-point*, tipicamente dalle 22.00 alle 6.00), vacanze (impianto spento con sola protezione antigelo).

Un doveroso approfondimento va dedicato alle modalità di funzionamento. La modalità “comfort” indica il funzionamento automatico o di default dell’impianto, in cui viene predisposto il mantenimento del *set-point* di temperatura operativa (tipicamente 20 °C). La modalità “economica” va impostata nelle fasce orarie in cui si desidera la riduzione della resa dell’impianto (durante la notte, il *weekend* o le ore di assenza), in complementarità con le ore di funzionamento in modalità “comfort” (ore diurne di occupazione dell’edificio). Il passaggio dalla modalità “economica” alla modalità “comfort” avviene nei tempi decisi dalla centralina elettronica: in base all’inerzia termica delle strutture e alle condizioni climatiche esterne, l’unità di base determina autonomamente, per ogni stanza, il momento in cui si deve avviare il sistema di riscaldamento per raggiungere la temperatura impostata nell’orario desiderato (funzione di “pre-accensione”, “*optimum start/stop*” o “*boost effect*”). L’attenuazione del *set-point* è dell’ordine dei 2÷6°C e permette di realizzare risparmio energetico¹⁴. La programmazione oraria settimanale è sempre derogabile agendo localmente o sui termostati (in questo caso la modificazione del *set-point* avrà effetto fino alla successiva variazione prevista dallo *scheduling*) o direttamente sull’interfaccia utente (esempio: funzione “*party*” per inibire la consueta attenuazione notturna per un determinato intervallo di tempo).

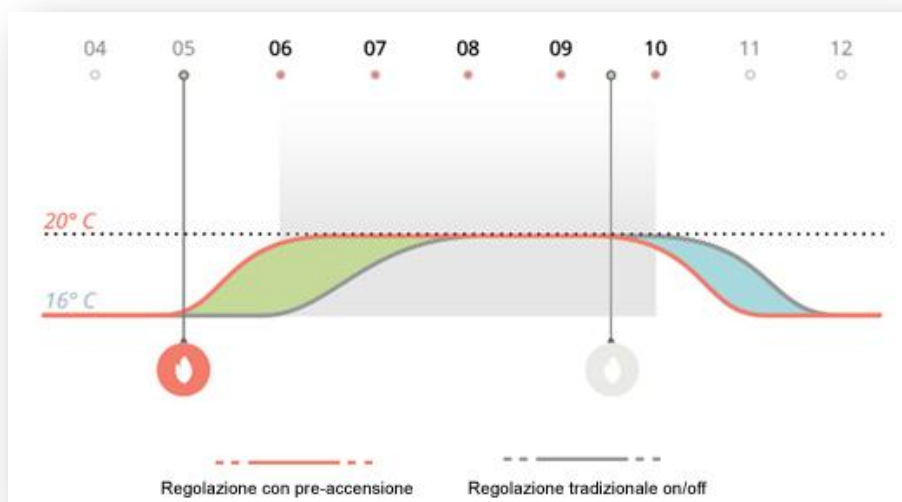


Figura 51. Funzione di pre-accensione. Affinché si raggiunga la temperatura di 20 °C alle 6.00 del mattino, l’impianto si attiverà in maniera autonoma alle 5.00. Rispetto alla classica regolazione on/off, non bisogna attendere le 8.00 perché la temperatura interna abbia raggiunto il valore di *set-point*.

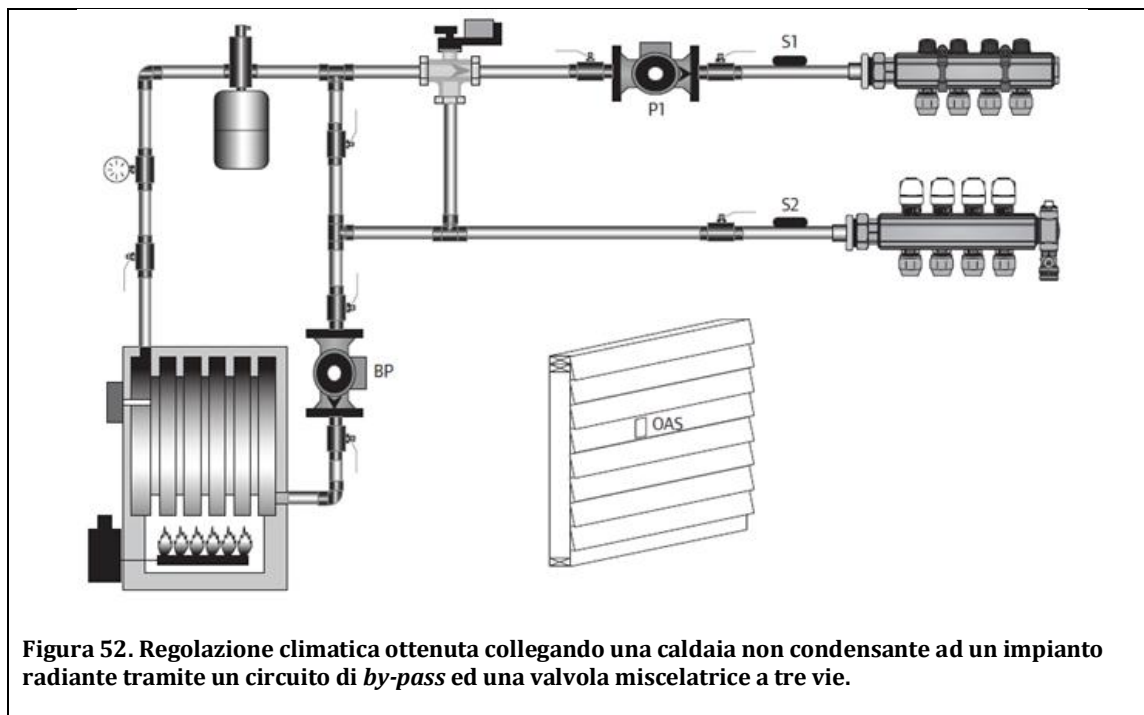
¹⁴ L’entità risparmio energetico conseguibile mediante l’attenuazione del *set-point* in fasce orarie prefissate è tanto maggiore quanto peggio è isolato l’abitazione. Infatti, negli edifici residenziali di recente costruzione, ben coibentati, la temperatura interna tenderà a calare molto lentamente durante il periodo di riduzione. Inoltre, per sfruttare al meglio la massa termica dell’impianto radiante e dell’edificio, è importante far funzionare l’impianto per lunghi periodi, se non addirittura in continua.

Infine, la modalità “*standby*” permette un arresto temporaneo dell’impianto di riscaldamento/raffrescamento, mentre in quella “vacanze” il blocco è definitivo (salvo garantire le condizioni di temperatura minima, tipicamente $6 \div 7$ °C, realizzando la cosiddetta funzione “antigelo”).

Il più comune schema idraulico capace di attuare la logica climatica è quello fondato sull’azione miscelante di una valvola a tre vie. Quest’ultima viene installata sulla tubazione di mandata all’impianto radiante ed è mossa da un servomotore, che può essere del tipo:

- i. flottante (a tre punti), alimentato a 230 V;
- ii. modulante, alimentato a 24 V e pilotato dalla centralina elettronica con un segnale 0-10 V oppure 2-10 V.

Come nel caso della regolazione a punto fisso, le portate che si miscelano sono quella in uscita dalla caldaia e quella di ritorno dall’impianto radiante, tuttavia questa volta la logica di controllo è diversa: la centralina elettronica digitale riceve i rilievi di temperatura delle sonde (esterna, di mandata e di ritorno) ed elabora segnali di comando per i circolatori (lato primario e lato secondario), per il generatore di calore, per il servomotore applicato sulla valvola a tre vie e per la valvola di *by-pass*. Quest’ultima garantisce la protezione della caldaia da temperature di ritorno troppo basse, evitate, se necessario, deviando parte dell’acqua calda di mandata sul ramo di ritorno al generatore di calore. Una funzionalità comunemente implementata nelle unità elettroniche digitali è quella di massimizzare i tempi di accensione e di spegnimento della caldaia, riducendo al minimo il numero di commutazioni tra i due stati. Ad esempio, qualora sia necessario innalzare la temperatura di mandata all’impianto radiante a fronte di un irrigidimento della temperatura esterna, in prima battuta la centralina comanda l’accensione della pompa a primario, allo scopo di prelevare il calore residuale, insito in tutti i componenti metallici dotati di una certa inerzia termica (calore che verrebbe altrimenti dissipato sotto forma di perdite al camino o al mantello). Solo nel caso in cui nemmeno quest’operazione sia sufficiente a conseguire la temperatura desiderata, la centralina provvede all’accensione della caldaia. Anche questo accorgimento, così come la prevenzione del fenomeno della condensazione, massimizza la durata di vita del generatore di calore.



Come si evince dalla *Figura 52*, il sistema di regolazione si completa con:

- al primario: il circolatore (BP), il vaso di espansione, il disaeratore ed il ramo di *by-pass*;
- al secondario: il circolatore (P1) ed i sensori di mandata (S1) e ritorno (S2);
- all'esterno: la sonda di temperatura esterna (OAS).

Per agevolare il funzionamento della valvola miscelatrice a tre vie, alcuni produttori propongono di installare a valle di essa un circuito di *by-pass* (*Figura 53*), totalmente avulso da quelli già descritti lato caldaia (per proteggerla dalle temperature di ritorno troppo basse) e lato radiante (per non creare scompensi idraulici nel caso di regolazione locale in portata). Questa tubazione trasversale, su cui viene installata una valvola a due vie appositamente tarata, è una dotazione opzionale che permette alla valvola miscelatrice a tre vie di lavorare in tutto il suo campo di apertura, evitando possibili pendolamenti e la relativa usura sede-otturatore.

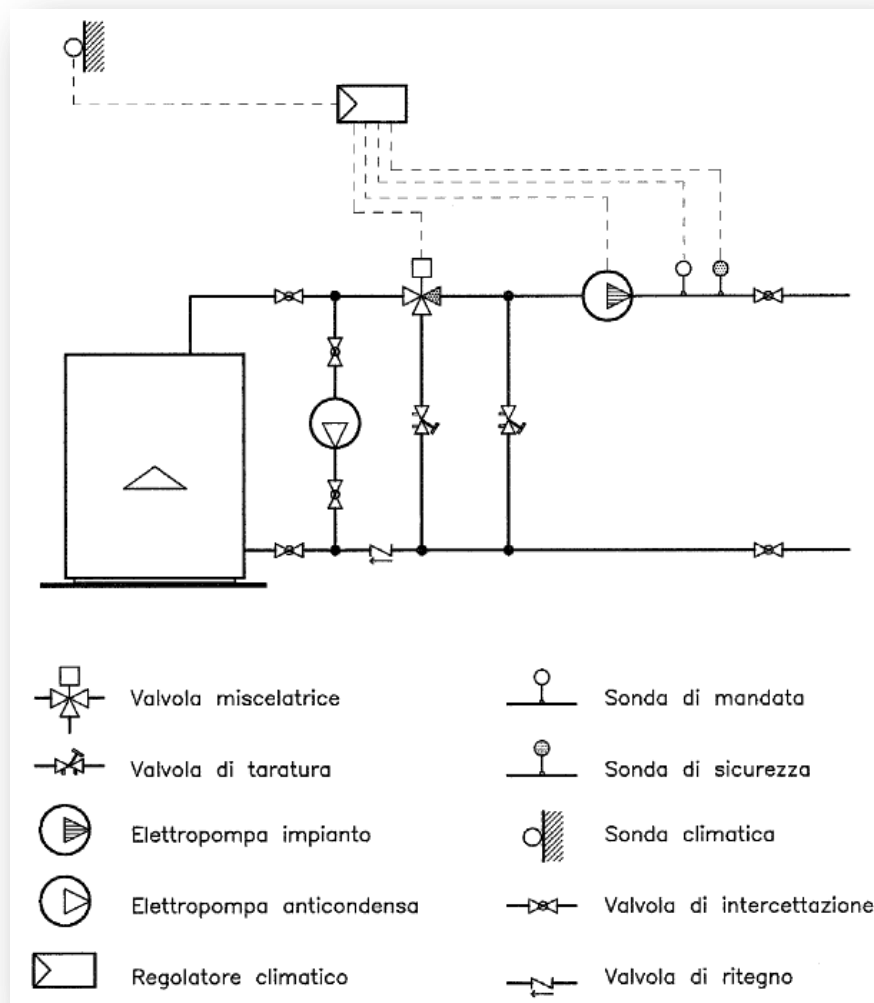


Figura 53. Regolazione climatica ottenuta collegando una caldaia non condensante ad un impianto radiante tramite una valvola miscelatrice a tre vie. Completano lo schema una pompa anti-condensa per la protezione del generatore di calore ed un ramo di *by-pass* a valle della valvola di miscelazione.

L'impiego di una sonda anche sulla tubazione di ritorno, permette di sfruttare l'effetto di auto-regolazione tipico dei sistemi di riscaldamento. La resa termica di un terminale è infatti funzione della differenza di temperatura tra la superficie riscaldante e la temperatura dell'aria ambiente, secondo la seguente equazione:

$$q = A \cdot \alpha_H \cdot (T_{sup} - T_a)$$

dove:

q [W] è la potenza termica emessa dal terminale;

A [m²] è l'area della superficie radiante;

α_H [W/m²K] è il coefficiente di scambio termico per convezione tra la superficie e l'aria che la lambisce;

T_{sup} [K] è la temperatura superficiale del terminale d'impianto;

T_a [K] è la temperatura a bulbo secco dell'aria ambiente.

Nel caso in cui si attivi un apporto termico gratuito (maggior irraggiamento, aumento del numero di occupanti, ecc.), la temperatura interna tende ad aumentare, riducendo il fabbisogno termico dell'ambiente e perciò la resa termica del terminale. Quest'ultima può anche essere scritta, al lato idronico, in funzione delle temperature di mandata e di ritorno:

$$q = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_M - T_R)$$

dove:

q [W] è la potenza termica ceduta dall'impianto radiante;

\dot{m}_w [kg/s] è la portata di fluido termovettore circolante nell'impianto;

$c_{p,w}$ [J/kg K] è il calore specifico a pressione costante del fluido termovettore;

T_M [K] è la temperatura di mandata all'impianto;

T_R [K] è la temperatura di ritorno dall'impianto.

Quindi, a parità di portata circolante e di temperatura di mandata, se la resa termica del pannello radiante cala in virtù dell'aumento degli apporti gratuiti, la temperatura di ritorno è destinata ad aumentare. Questa conseguenza è validata anche da una semplice considerazione fisica: se la temperatura interna aumenta, si riduce la capacità di scambio termico per il terminale d'impianto, cioè l'acqua di mandata è in grado di cedere meno calore sensibile, pertanto si raffredda di meno.

Il monitoraggio della temperatura di ritorno permette di apprezzare questa variazione di carico termico in ambiente, in termini di temperatura media del fluido termovettore: se questa si innalza, in virtù dell'aumento della temperatura di ritorno, la regolazione farà in modo di abbassare automaticamente la temperatura di mandata, agendo sul servomotore della valvola a tre vie in deroga a quanto previsto dal codice climatico in funzione della temperatura esterna attuale.

Il beneficio correlato all'impiego di sonde sia sulla mandata che sul ritorno è dunque l'immediata valutazione, da parte della centralina elettronica, del carico termico richiesto istantaneamente dall'ambiente: questa informazione permette di reagire con più prontezza in fase di *start-up* dell'impianto radiante, oppure quando il fabbisogno termico dell'ambiente subisce una brusca variazione.

Altre volte, la grandezza di riferimento per la valutazione del carico termico in ambiente è il differenziale di temperatura tra mandata e ritorno, e non la temperatura media: a parità di temperatura di mandata, un calo del ΔT corrisponde ad una riduzione del fabbisogno, e viceversa.

Questi tipi di controllo a doppia sonda prendono il nome di “regolazione climatica con *feedback* della temperatura di ritorno” e permettono la gestione più veloce ed accurata della fornitura di calore allo spazio, facendo migliorare approssimativamente del 15% la prestazione energetica rispetto al controllo della sola temperatura dell'acqua di mandata.

Altre centraline elettroniche climatiche si avvalgono di metodi diversi per stimare il fabbisogno termico ambientale:

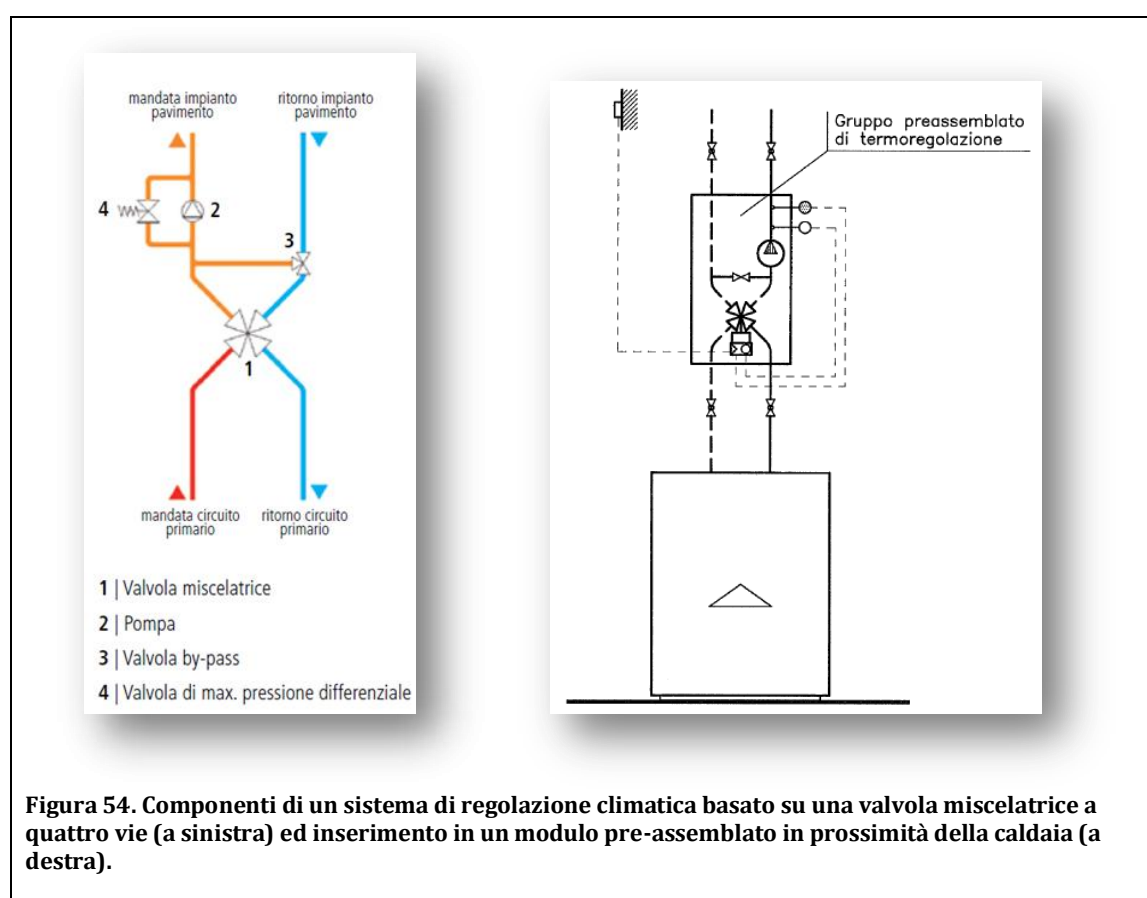
- alcune prevedono un'azione coniugata delle due modalità di regolazione: prima, una grossolana regolazione di tipo climatico con azione sulla temperatura del fluido termovettore, poi una fine regolazione locale sulla portata, da attuarsi per mezzo di testine elettrotermiche, valvole di zona oppure pompe, come sarà spiegato nel *Paragrafo 2.3*. In questo caso, è preferibile compendiare le due regolazioni di temperatura e di portata in un'unica centralina elettronica digitale;
- altre prevedono l'azione di *feedback* da parte della temperatura interna, secondo uno schema a circuito chiuso¹⁵: se, nonostante il controllo climatico della temperatura di mandata, la temperatura interna non collimasse esattamente col valore di *set-point*¹⁶, il termostato ambiente registrerebbe una deviazione, tradotta a sua volta dalla centralina elettronica in una modificazione della temperatura di mandata del fluido termovettore, atta ad annullare l'errore. Graficamente, si tratta di praticare una temporanea traslazione della curva climatica lungo l'asse delle ordinate: verso l'alto nel caso di perdite di calore (apporti di segno negativo), verso il basso nel caso degli apporti di calore (segno positivo). La pendenza della retta rimane tuttavia invariata, in quanto dipendente solo dall'involucro e dalla tipologia di impianto, ma non dalle condizioni al contorno. Investire la sonda ambiente di un ruolo attivo nella regolazione della temperatura di mandata dell'intero sistema radiante significa anche esaltarne la criticità del posizionamento: essa deve essere ubicata in un punto rappresentativo di tutto l'impianto (di solito il soggiorno) e lontano da fonti di calore. Qualora non si riuscisse ad individuare una locazione con simili caratteristiche, è preferibile disattivare la funzione di influenza della curva climatica ed impiegare il termostato solo come strumento di interfaccia e programmazione.

In alternativa alla valvola miscelatrice a tre vie, alcuni sistemi di regolazione climatica, in particolare quelli posti a servizio di impianti medio-piccoli, fanno uso della valvola a quattro vie (*Figura 54*). Il servomotore posto a comando della

¹⁵ Questo tipo di regolazione è anche noto come “compensazione dinamica”, “compensazione ambiente”, “*outdoor reset control with indoor temperature feedback*”, “regolazione climatica con influenza della temperatura ambiente”.

¹⁶ Infatti, il fabbisogno termico in ambiente non è determinato dalle sole dispersioni di calore attraverso l'involucro (a loro volta correlate al valore della temperatura esterna), ma anche dall'irraggiamento solare accolto attraverso i componenti trasparenti e dai carichi interni (occupazione, illuminazione, apparecchi come PC ed elettrodomestici, ecc.).

valvola viene alimentato a 230 V ed è munito di contatto ausiliario per lo spegnimento del generator di calore quando viene raggiunta la temperatura desiderata. Anche in questo caso, è necessario prevedere una valvola di *by-pass* lato circuito radiante, affinché, anche quando la valvola a quattro vie risulta completamente aperta, la temperatura di mandata all'impianto risulti inferiore alla temperatura di sicurezza. Solitamente, la centralina viene fornita con la valvola *by-pass* chiusa, per cui l'intera portata di ritorno dall'impianto viene inviata nella valvola miscelatrice a quattro vie. Nel momento in cui si desidera limitare la temperatura di mandata, e quindi la quantità di calore scambiato tra il circuito caldaia e quello del pavimento, è necessario aprire la valvola *by-pass* aprendola, permettendo cioè un parziale ricircolo del fluido nell'impianto a pavimento.



Anche nel caso della regolazione climatica, l'alternativa alla valvola miscelatrice a tre o quattro vie è costituita da un sistema ad iniezione. Nel caso della regolazione a punto fisso, è stato descritto lo schema ad iniezione tramite la valvola di zona a due posizioni; tuttavia, questa semplice soluzione, nel caso in cui bisogna alimentare più circuiti radianti con temperature differenti, non è più percorribile. La valvola, infatti, in fase di iniezione su uno dei due circuiti, si lascerebbe attraversare da gran parte della portata circolante al primario, privando il secondo circuito della contemporanea possibilità di iniezione. Per non incorrere in

problemi di sbilanciamento delle portate, si può dotare ogni circuito di una pompa a velocità variabile, montata sul ramo trasversale di mandata che collega l'anello primario al secondario. Tali pompe, dette "di iniezione", vengono comandate dalla centralina elettronica e, in caso di necessità di iniezione, sono in grado di dosare la quantità di acqua calda spillata dal primario per ottenere la temperatura di alimentazione che compete alla temperatura esterna istantanea. Oltre a comandare in maniera indipendente le pompe di iniezione, alla centralina elettronica è demandato il controllo del circolatore di caldaia e l'accensione o lo spegnimento del generatore di calore stesso. Per quanto concerne la pompa installata sul lato primario, è bene evidenziare che il suo dimensionamento deve prescindere dalla presenza delle pompe di iniezione: il circolatore di caldaia deve vincere le sole perdite di carico distribuite nell'anello di competenza e localizzate nei suoi raccordi e nelle sue valvole. Inoltre, per quanto riguarda il progetto del circuito idraulico di un sistema ad iniezione, si rimanda alle stesse prescrizioni esposte nel caso della regolazione a punto fisso (valvole di bilanciamento, spaziatura tra i rami trasversali paralleli, distanza lineare tra gli anelli primario e secondario).

Come risulta evidente dalla *Figura 55*, completano l'impianto:

- al primario: il circolatore (P1), il vaso di espansione, il disaeratore ed i sensori di mandata (S1) e ritorno (S2);
- al secondario: il circolatore (SP2) ed i sensori di mandata (S3, S5) e ritorno (S4, S6);
- all'esterno: la sonda di temperatura esterna (OAS).

Si può notare che in questo caso non è necessario prevedere un ramo di by-pass lato caldaia per proteggerla da temperature di ritorno troppo basse: infatti, stavolta il generatore di calore è installato in un anello idraulico indipendente, in cui può circolare acqua più tiepida di ritorno dall'impianto radiante solo nei brevi momenti dedicati all'iniezione, i quali non riducono a valori critici il livello termico di ritorno in caldaia. In ogni caso, le sonde installate a monte e a valle del generatore di calore (S1 e S2) monitorano con costanza le temperature operative, comunicandone il valore alla centralina elettronica: in caso di emergenza, essa ristabilirà il valore minimo di sicurezza per quanto riguarda la temperatura di ritorno in caldaia, interrompendo il processo di iniezione di acqua calda nei circuiti radianti.

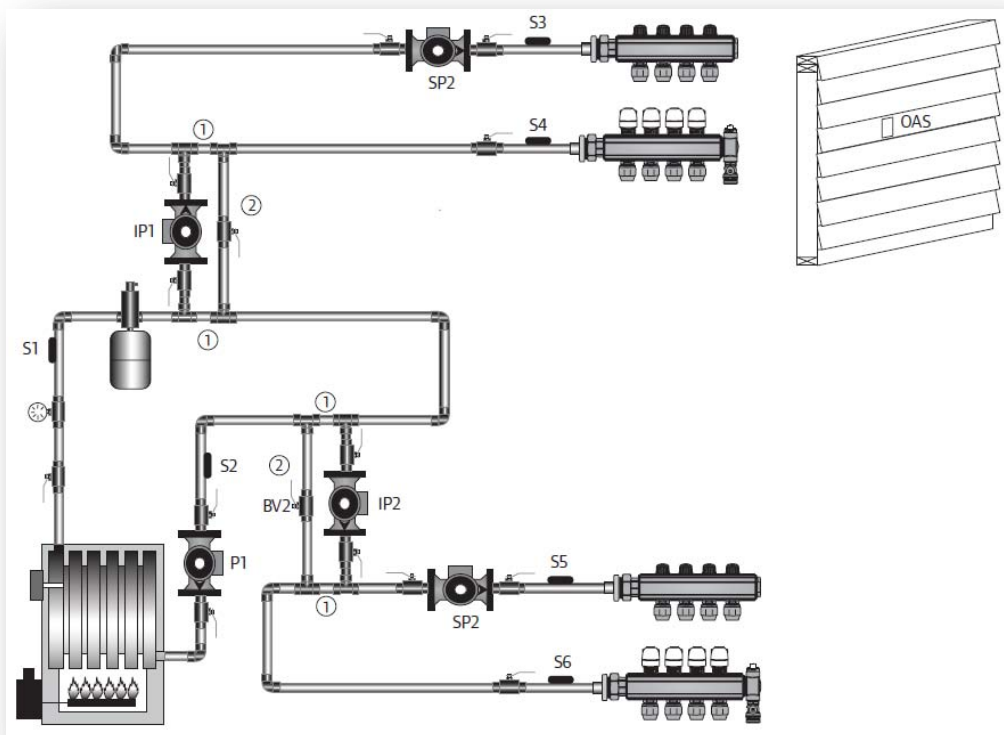


Figura 55. Regolazione climatica ottenuta collegando una caldaia non condensante a due impianti radianti tramite un sistema ad iniezione con pompe a velocità variabile.

Uno schema idraulico in cui il primario ed il secondario risultano fisicamente ben distinti può fondarsi anche sull'impiego delle valvole miscelatrici a tre vie. Nell'esempio di *Figura 56*, si illustra il caso più completo, in cui il generatore di calore non condensante è chiamato ad alimentare utenze ad alta temperatura (serbatoio di accumulo di acqua calda sanitaria e un terminale ad alta temperatura) e a bassa temperatura (due circuiti a pannelli radianti). All'anello idraulico primario, in cui la circolazione è garantita da una pompa dedicata (P1), si connettono in successione: il generatore di calore (con il suo circolatore BP), il serbatoio di accumulo (con il suo circolatore HP), il terminale ad alta temperatura (con il suo circolatore SP1) ed i due circuiti secondari relativi ai pannelli radianti (ciascuno con la propria valvola miscelatrice a tre vie, V1 e la propria pompa di mandata, SP2). In questo caso, le sonde di temperatura sono poste:

- sull'anello primario, prima della derivazione verso il generatore di calore (S2): essa ha il compito di controllare che la temperatura di ritorno in caldaia sia sufficientemente elevata;
- sull'anello primario, dopo la derivazione del serbatoio per la produzione acqua calda sanitaria (S1): essa controlla che il livello termico reso disponibile al terminale di impianto ad alta temperatura sia sufficientemente elevato, dopo il primo scambio termico avvenuto nel serbatoio;

- su ciascun impianto radiante, a monte del collettore di mandata (S3 e S5) ed a valle del collettore di ritorno (S4 e S6): esse comunicano le misure alla centralina elettronica, la quale, elaborando anche il dato proveniente dalla sonda di temperatura esterna (OAS), decide di quanto muovere il servomotore che comanda le valvole miscelatrici a tre vie.

Per garantire la corretta distribuzione delle portate tra le varie utenze termiche allacciate al primario, bisogna attenersi a qualche semplice disposizione:

- il terminale ad alta temperatura (radiatore, ventilconvettore, battiscopa radiante, ecc.) va alimentato con un proprio circolatore (SP1), comandato in maniera indipendente dall'impianto radiante; se le zone alimentate da terminali ad alta temperatura fossero in numero maggiore di uno, il controllo si estenderebbe a più pompe oppure a più valvole di zona;
- la spaziatura tra i due attacchi di ogni circuito secondario all'anello idraulico primario non deve superare i 15 cm: in questo modo la perdita di carico in quel tratto risulta trascurabile, e perciò, quando i circolatori lato radiante sono attivi, il flusso avrà luogo solamente entro il circuito secondario stesso.

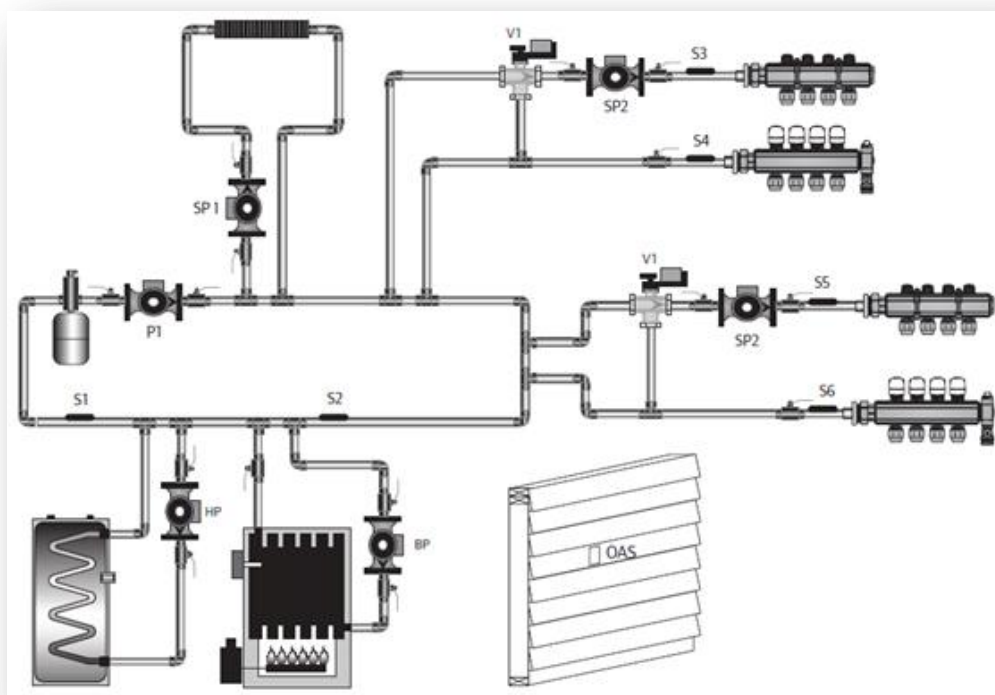


Figura 56. Regolazione climatica ottenuta collegando una caldaia non condensante ad un serbatoio di acqua calda, un terminale di impianto ad alta temperatura e due impianti radianti tramite valvole miscelatrici a tre vie.

Infine, si cita un particolare schema idraulico, in cui ancora una volta primario e secondario risultano fisicamente separati, ma viene utilizzata una valvola motorizzata a due vie in luogo di quella a tre vie (*Figura 57*). Questo tipo di soluzione trova applicazione nelle sottostazioni di teleriscaldamento, dove la batteria di scambio termico viene alimentata con una portata variabile di fluido termovettore, in modo da ottenere in uscita al secondario la temperatura ottimale, secondo logica climatica. È necessario dotare il circuito secondario di una pompa a portata variabile affinché essa si adegui all'azione modulante del regolatore.

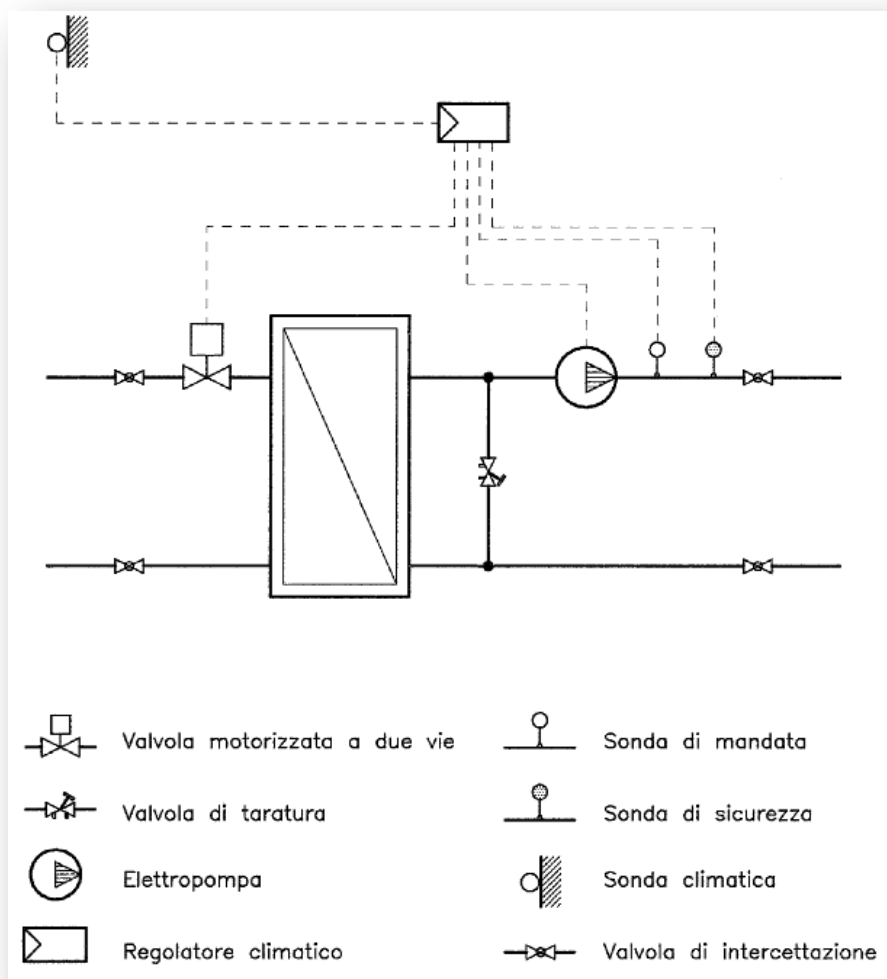


Figura 57. Regolazione climatica ottenuta con valvola modulante a due vie a monte di uno scambiatore di calore.

Dopo aver descritto la varietà di schemi idraulici di collegamento per i sistemi di regolazione climatica, nelle figure che seguono vengono illustrati alcuni schemi elettrici di collegamento dei vari componenti, rappresentativi delle tipiche combinazioni diffuse sul mercato.

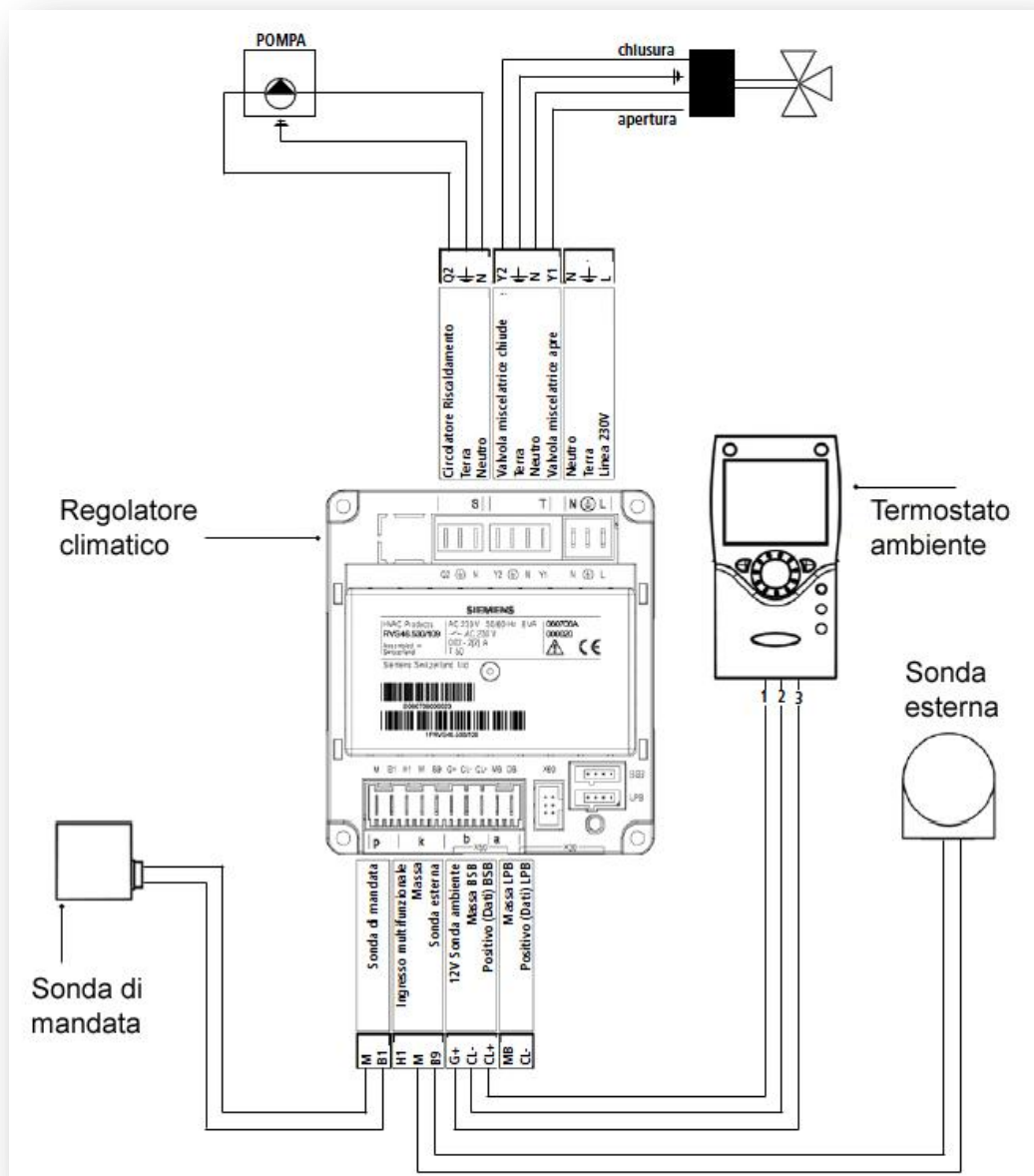
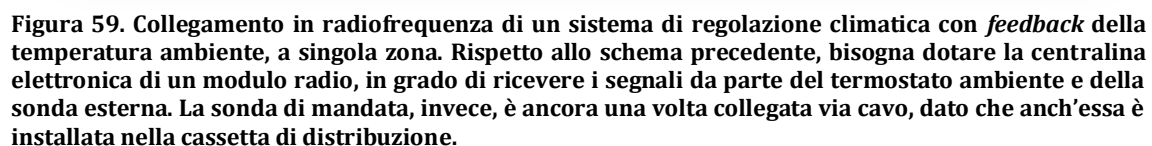


Figura 58. Collegamento elettrico di un sistema di regolazione climatica con *feedback* della temperatura ambiente, a singola zona. Alla centralina elettronica digitale arrivano i segnali da parte della sonda di mandata, della sonda esterna e del termostato ambiente. A sua volta, le uscite comandano la valvola miscelatrice a tre vie ed il circolatore lato primario.



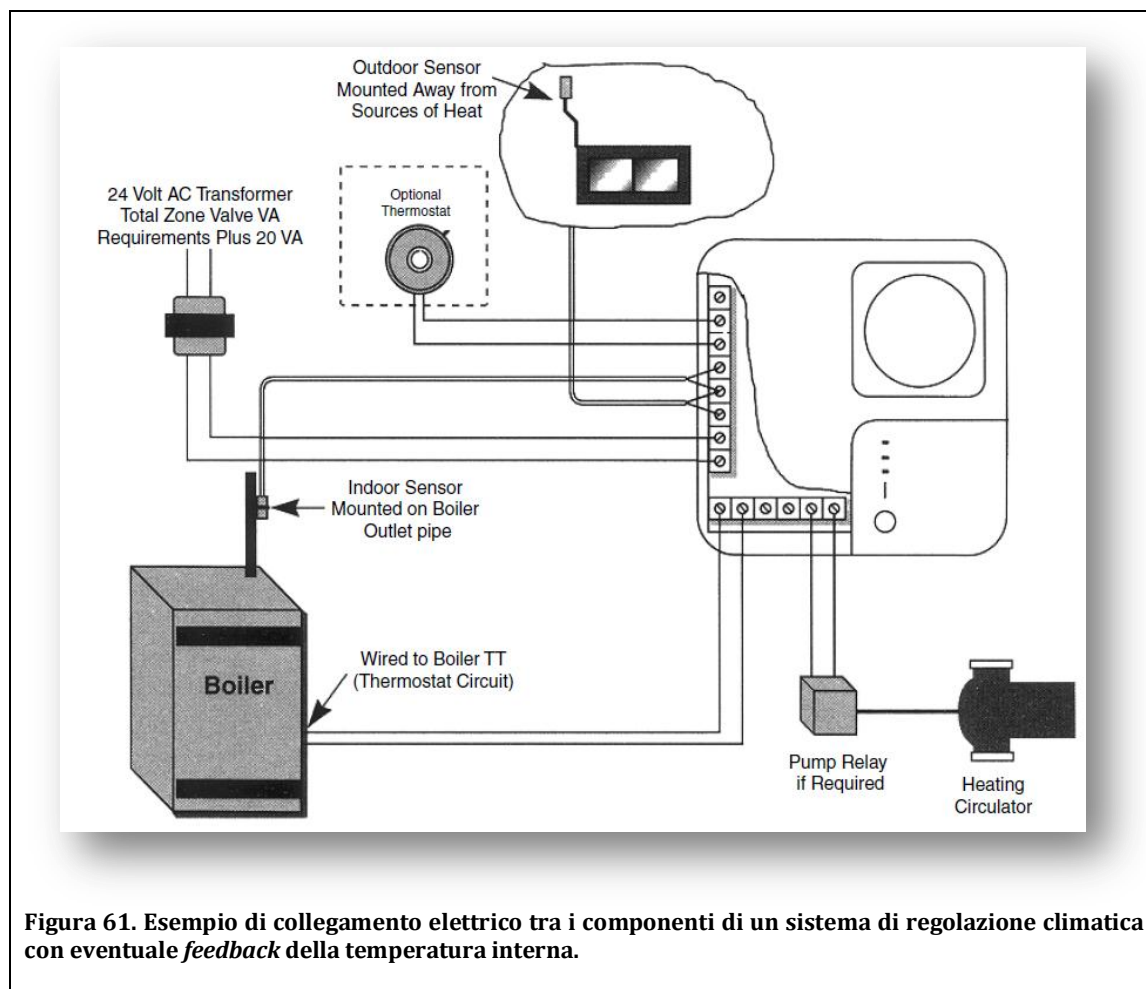


Figura 61. Esempio di collegamento elettrico tra i componenti di un sistema di regolazione climatica con eventuale *feedback* della temperatura interna.

Come nel caso della regolazione a punto fisso, si trova utile chiudere il paragrafo con qualche esempio di natura pratica, in cui sono evidenziati sia i collegamenti idraulici che quelli elettrici di varie sottostazioni di regolazione climatica, da installare nella cassetta dei collettori di distribuzione oppure in una cassetta dedicata in prossimità della caldaia.

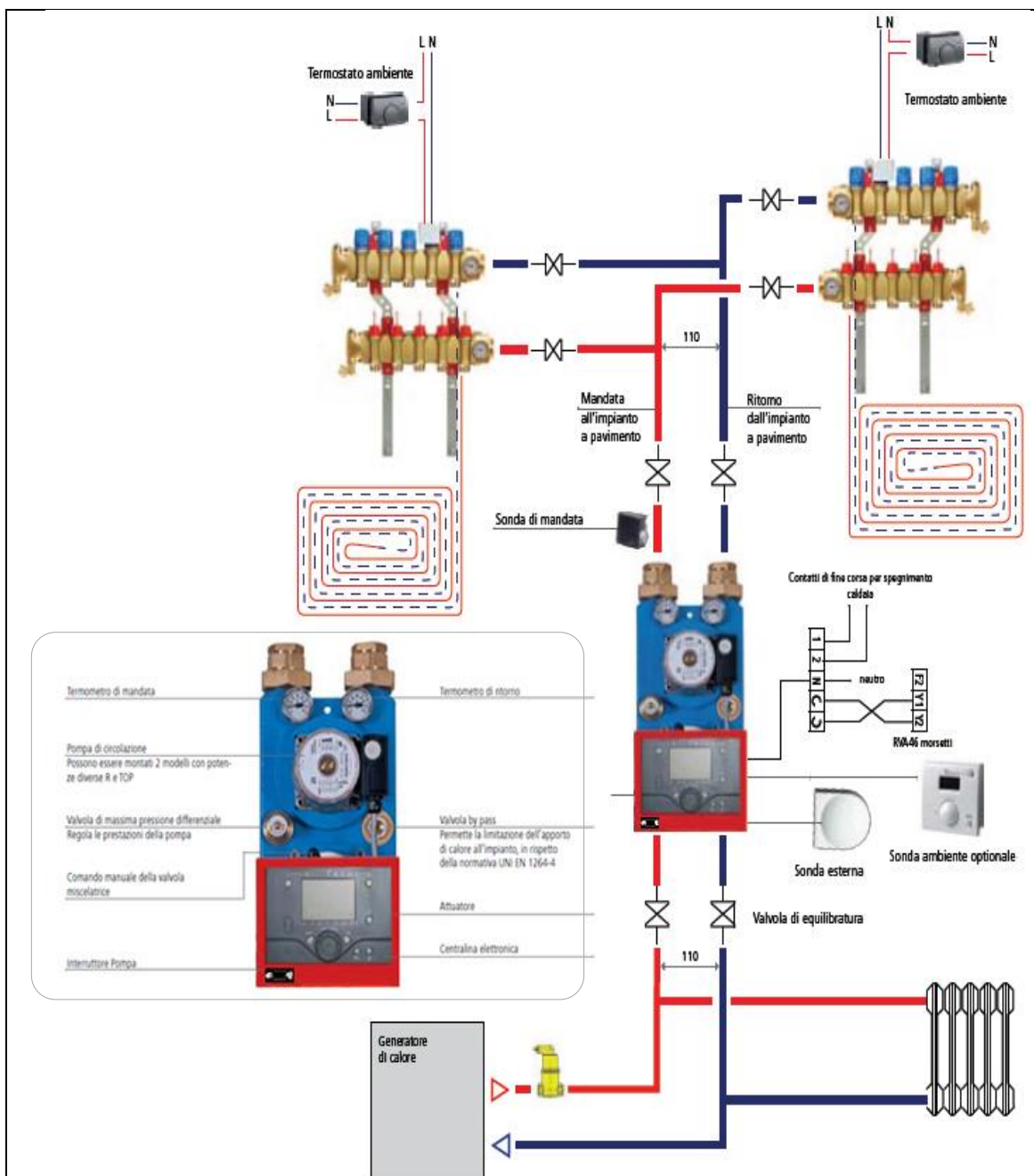


Figura 62. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento e raffrescamento (*Compamat R e TOP*, Eurotherm). A seconda delle versioni, i collegamenti possono essere via cavo o in radiofrequenza. L'installazione avviene nella cassetta dei collettori di distribuzione. In un unico dispositivo sono concentrati il circolatore (a tre velocità), la valvola miscelatrice a quattro vie (comandata da un servomotore), la centralina elettronica climatica e l'interfaccia utente. In altri modelli (*Mini Compamat*) il regolatore climatico è fisicamente separato dal gruppo di miscelazione e pompaggio. La centralina riceve segnali dalla sonda esterna, dalla sonda di mandata ed eventualmente da una sonda ambiente per realizzare una regolazione della temperatura di mandata di tipo climatico con *feedback* della temperatura interna. I termostati ambiente, invece, si occupano di comandare, tramite l'azione di un servomotore, l'apertura e la chiusura delle testine elettrotermiche sugli attacchi dei collettori, in modo da attuare una regolazione locale in portata. È inoltre previsto il collegamento di terminali ad alta temperatura (radiatori) a monte della stazione di termoregolazione.

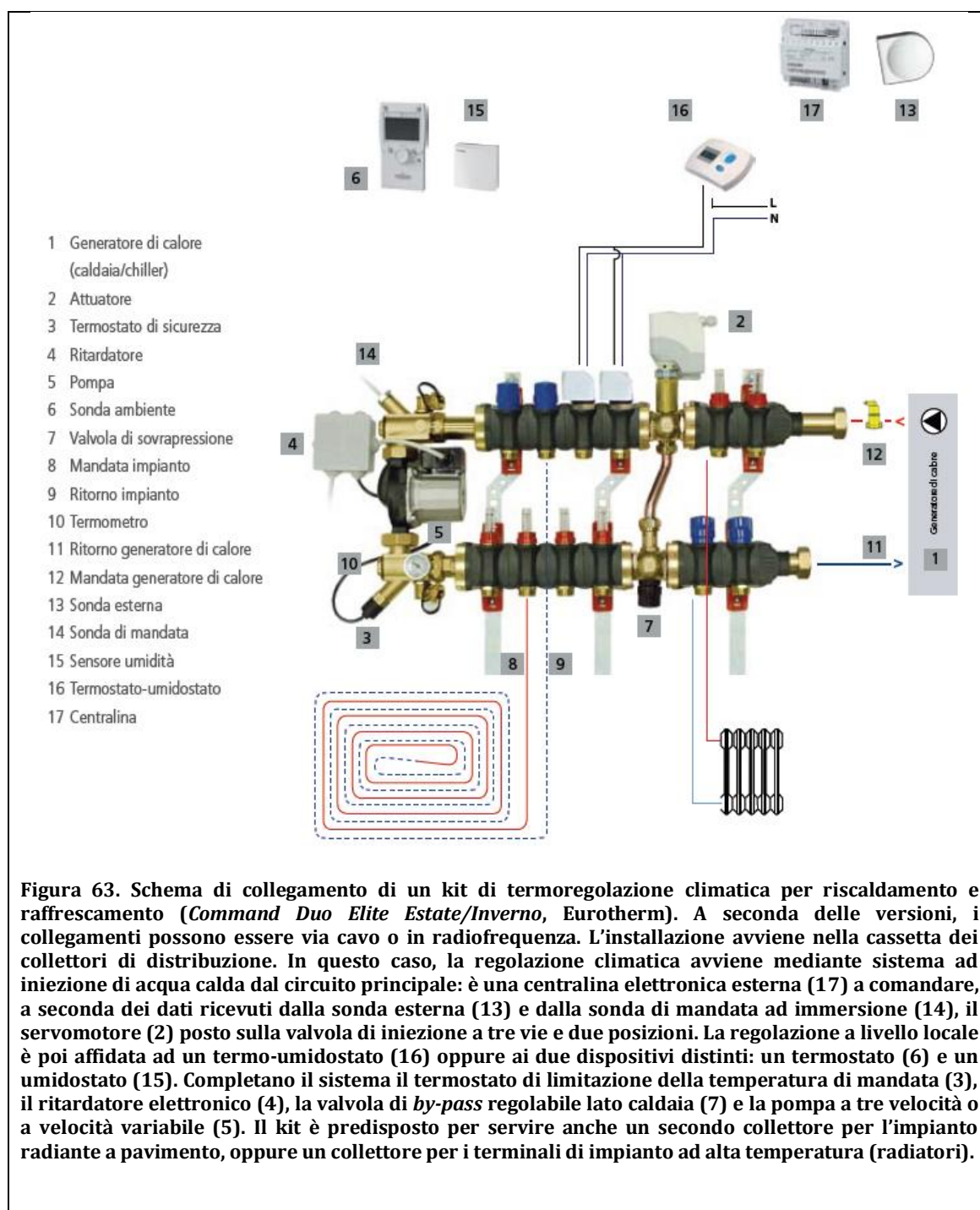


Figura 63. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento e raffrescamento (*Command Duo Elite Estate/Inverno*, Eurotherm). A seconda delle versioni, i collegamenti possono essere via cavo o in radiofrequenza. L'installazione avviene nella cassetta dei collettori di distribuzione. In questo caso, la regolazione climatica avviene mediante sistema ad iniezione di acqua calda dal circuito principale: è una centralina elettronica esterna (17) a comandare, a seconda dei dati ricevuti dalla sonda esterna (13) e dalla sonda di mandata ad immersione (14), il servomotore (2) posto sulla valvola di iniezione a tre vie e due posizioni. La regolazione a livello locale è poi affidata ad un termo-umidostato (16) oppure ai due dispositivi distinti: un termostato (6) e un umidostato (15). Completano il sistema il termostato di limitazione della temperatura di mandata (3), il ritardatore elettronico (4), la valvola di *by-pass* regolabile lato caldaia (7) e la pompa a tre velocità o a velocità variabile (5). Il kit è predisposto per servire anche un secondo collettore per l'impianto radiante a pavimento, oppure un collettore per i terminali di impianto ad alta temperatura (radiatori).

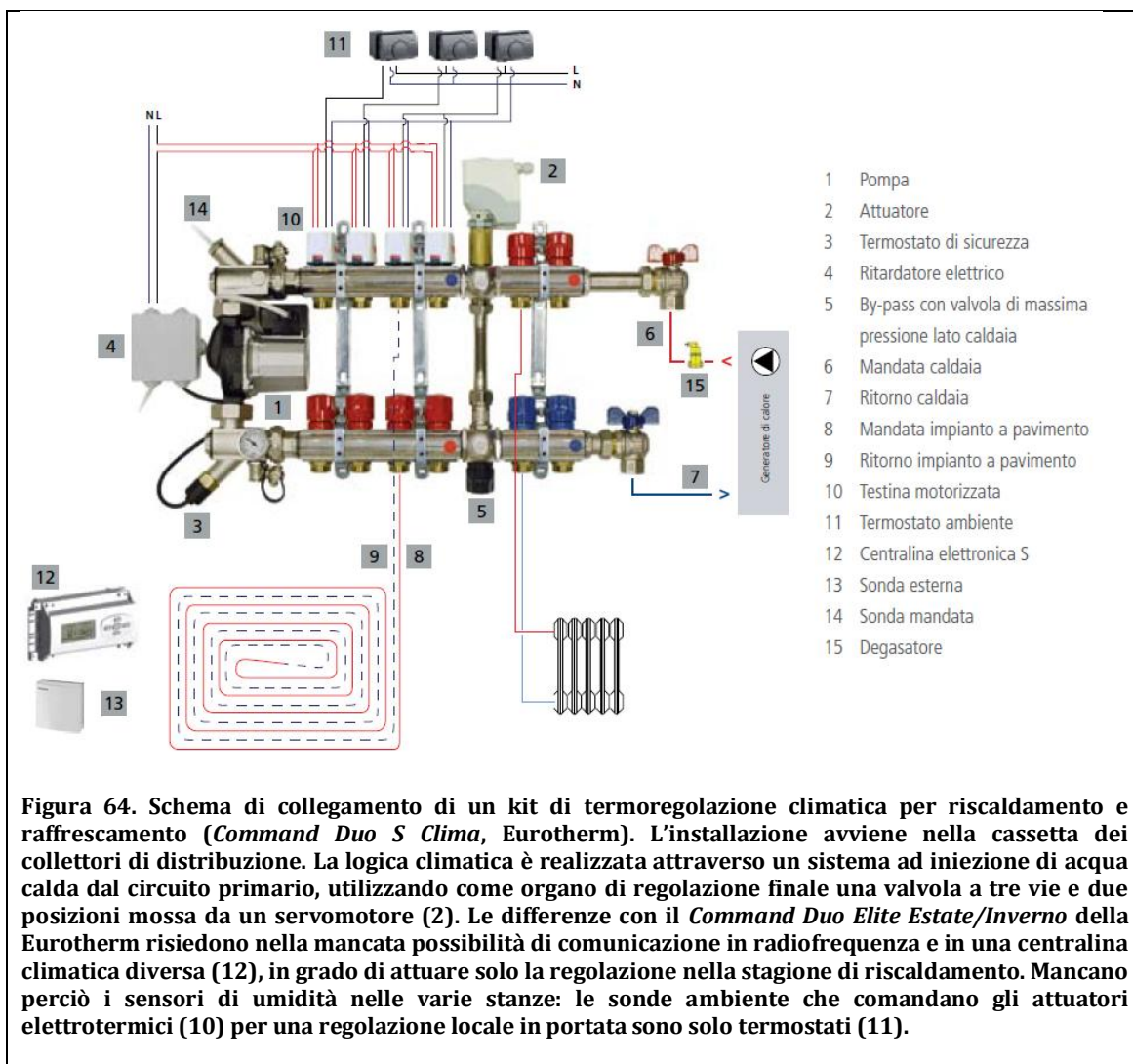
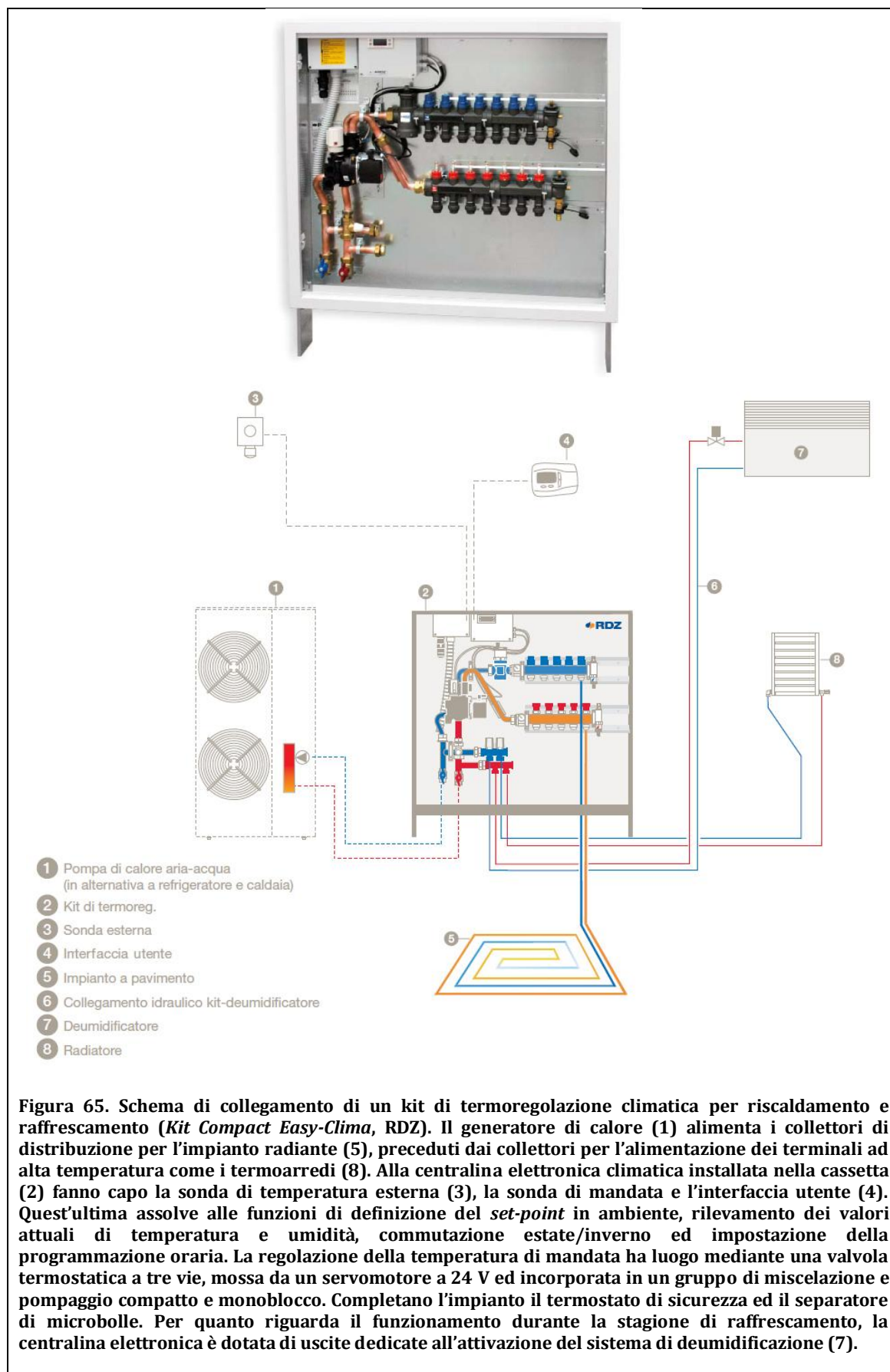
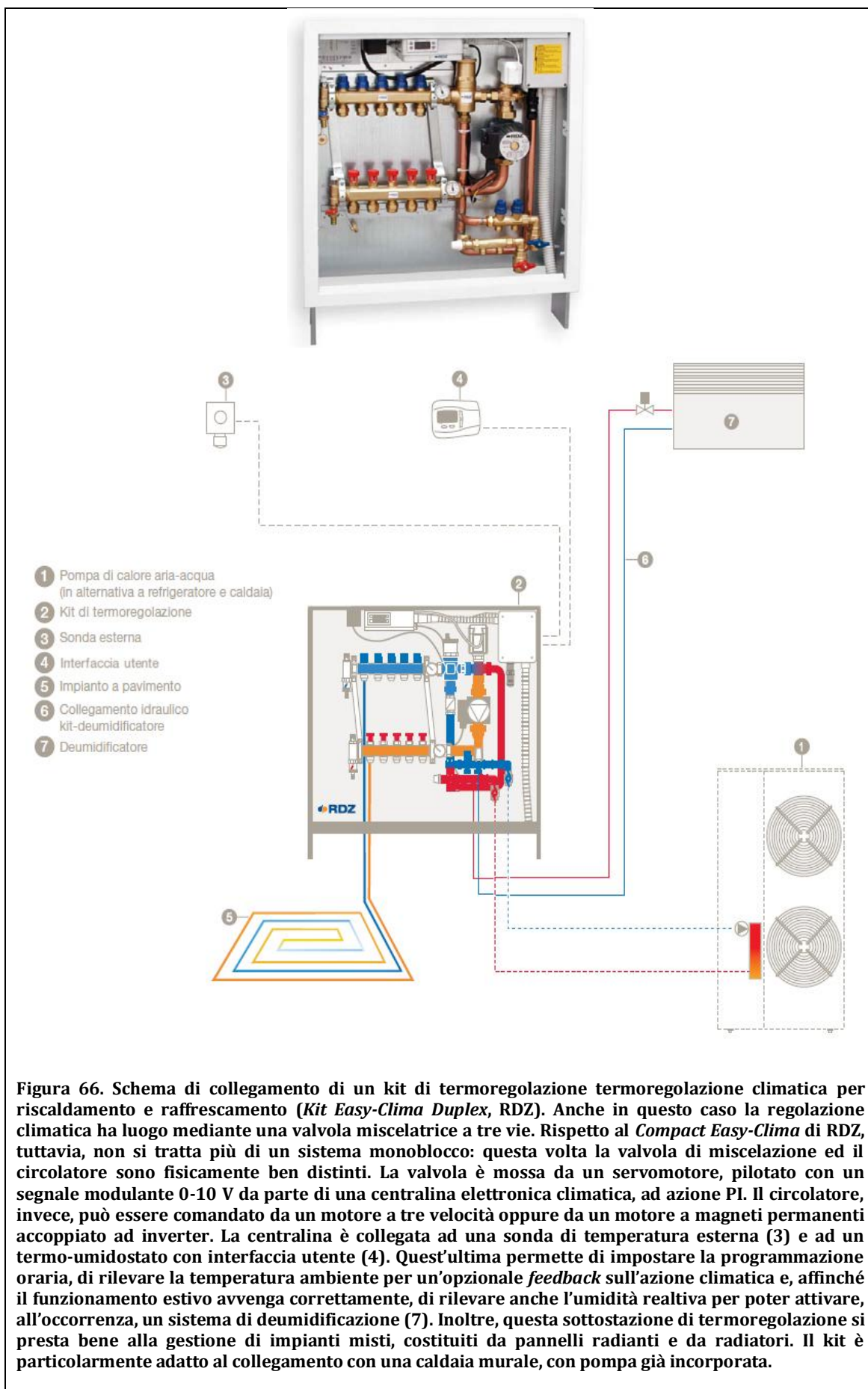


Figura 64. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento e raffrescamento (*Command Duo S Clima*, Eurotherm). L'installazione avviene nella cassetta dei collettori di distribuzione. La logica climatica è realizzata attraverso un sistema ad iniezione di acqua calda dal circuito primario, utilizzando come organo di regolazione finale una valvola a tre vie e due posizioni mossa da un servomotore (2). Le differenze con il *Command Duo Elite Estate/Inverno* della Eurotherm risiedono nella mancata possibilità di comunicazione in radiofrequenza e in una centralina climatica diversa (12), in grado di attuare solo la regolazione nella stagione di riscaldamento. Mancano perciò i sensori di umidità nelle varie stanze: le sonde ambiente che comandano gli attuatori elettrotermici (10) per una regolazione locale in portata sono solo termostati (11).





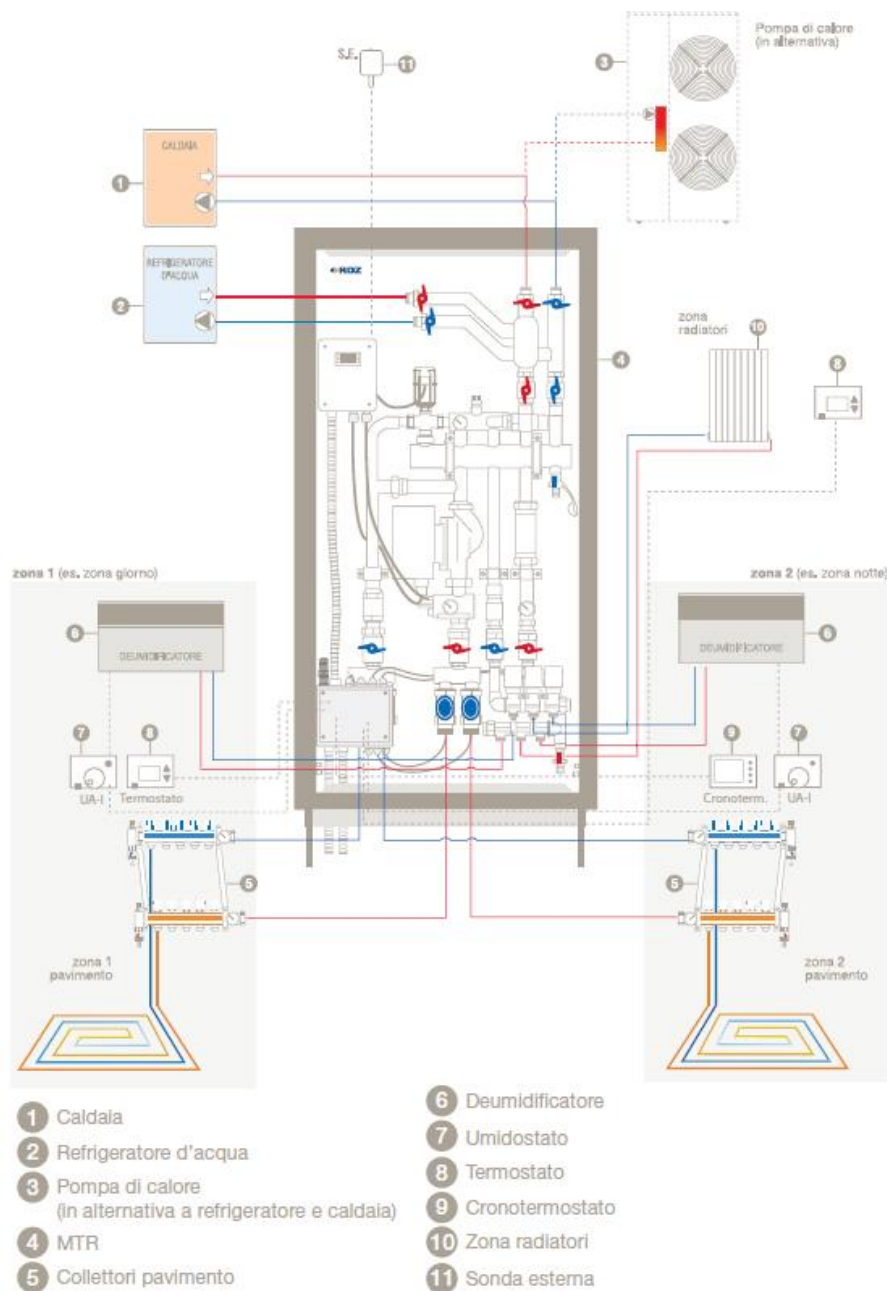


Figura 67. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento e raffrescamento (MTR Easy-Clima, RDZ). In questo caso si tratta di una “mini-centrale termica” (MTR), pre-assemblata e pre-cablata, capace di gestire grandi impianti multi-zona (giorno e notte) e misti, cioè composti da pannelli radianti (5) e da terminali ad alta temperatura come i radiatori (10). La regolazione dei due tipi di terminali avviene in maniera indipendente, tramite termostati posti in ambiente (8 e 9). Quelli a servizio dell’impianto radiante servono per attuare una regolazione locale agendo sulle testine elettrotermiche applicate ai collettori. Invece, per quanto riguarda la definizione della temperatura di mandata su logica climatica, l’organo finale di regolazione è ancora una valvola di miscelazione a tre vie, con *by-pass* incorporato, e mossa da un servomotore modulante. Quest’ultimo viene pilotato con un segnale 0-10 V da parte di una centralina elettronica climatica, ad azione PI. La centralina, inoltre, con l’ausilio delle sonde di umidità installate nei vari ambienti (7), può controllare il funzionamento di un sistema di deumidificazione (6) durante la stagione di raffrescamento. Il modulo MTR è particolarmente adatto al collegamento con una caldaia autonoma murale (installazione sotto caldaia). In ogni caso, il generatore di calore deve essere già dotato di un circolatore interno.

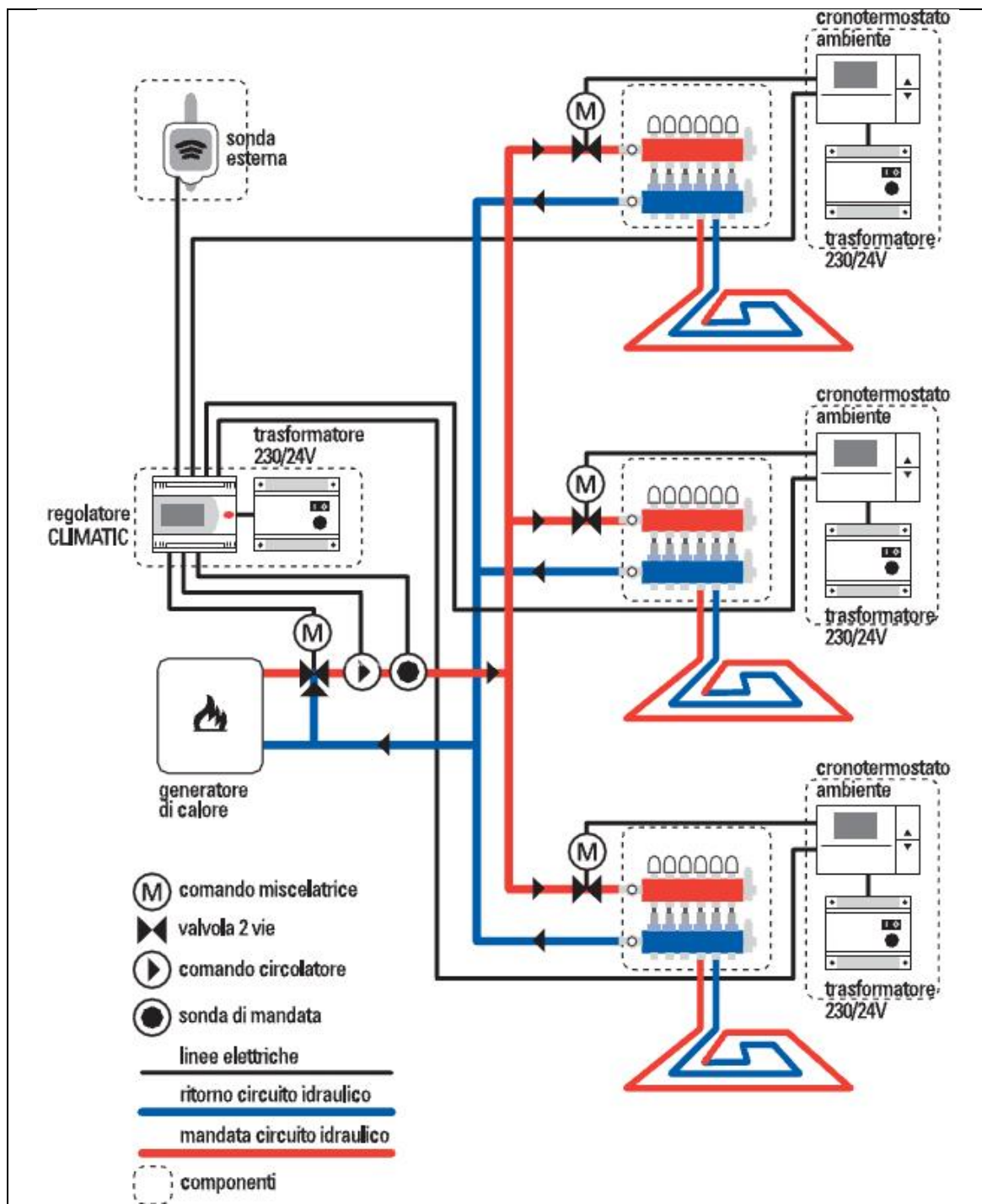


Figura 68. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica per riscaldamento (Loex Climatic). Il controllo secondo logica climatica è realizzato per mezzo di una centralina elettronica (regolatore Climatic) alimentato a 24 V, il quale riceve segnali dalla sonda di mandata e dalla sonda esterna. Le uscite sono invece dedicate al comando del servomotore della valvola miscelatrice a tre vie e al relè di blocco pompa lato radiante. La regolazione locale in portata viene affidata ai servomotori on/off agenti sulle valvole di zona a due vie poste a monte dei collettori di distribuzione e comandati dai cronotermostati installati nelle varie stanze. Questi ultimi, quando mandano contemporaneamente in chiusura tutte le valvole di zona perché il fabbisogno termico risulta soddisfatto, inviano un segnale alla centralina elettronica affinché venga attivato il contatto di interruzione dell'attività del circolatore al secondario.

2.3 Regolazione della portata di fluido termovettore

Un'efficace regolazione degli impianti radianti non può fondarsi sulla sola modulazione della temperatura dell'acqua di mandata. Essa rappresenta la premessa indispensabile per l'attuazione di un preciso controllo, tuttavia va integrata con una regolazione in portata a livello puntuale, cosicché vengano pareggiate le richieste termiche della zona termica o della singola stanza, in modo pressoché istantaneo. L'ottemperanza a questa necessità trova fondamento anche nella più recente legislazione, in particolare nel D.Lgs. 311/09 che all'articolo 11, comma 11, recita così: *“Per tutti gli edifici e gli impianti termici nuovi o ristrutturati, è prescritta l'installazione di dispositivi per la regolazione automatica della temperatura ambiente nei singoli locali o nelle singole zone aventi caratteristiche di uso ed esposizioni uniformi al fine di non determinare sovrariscaldamento per effetto degli apporti solari e degli apporti gratuiti interni”*.

Una zona termica è una porzione di edificio, composta da uno o più ambienti, nella quale le variazioni temporali del carico termico presentano un andamento simile. Esistono diversi criteri secondo i quali raggruppare i locali in una zona omogenea:

- destinazione d'uso: in base alle differenti ore di occupazione, si possono distinguere la zona notte e la zona giorno, o la zona uffici e la zona magazzino;
- collocazione: in base alla posizione dei locali entro l'edificio, si possono distinguere la zona interna (soggetta sostanzialmente ai soli carichi interni) e la zona perimetrale (soggetta anche ai carichi solari);
- esposizione: in base alla variabilità dei carichi termici che attraversano l'involucro, si possono distinguere le zone in funzione della direzione cardinale secondo cui sono orientate le superfici vetrate;
- terminale di impianto: in base all'apparecchio installato, si possono distinguere zone alimentate ad alta temperatura (radiatori, ventilconvettori, riscaldatori elettrici, ecc.) e zone a bassa temperatura (pannelli radianti), e all'interno di quest'ultima categoria la suddivisione può essere ancora più fine, secondo la tipologia (pavimento/soffitto/parete, annegati nel massetto/bugnato/TABS, ecc.).

In alternativa, l'intera unità abitativa può essere considerata come un'unica zona termica, con un solo termostato posto in un locale di riferimento (nella quasi totalità dei casi, il soggiorno). Questa opzione è praticabile per alloggi di limitate dimensioni quali piccoli appartamenti.

All'estremità opposta del ventaglio di scelte, c'è il criterio della massima suddivisione, in cui ogni stanza viene considerata come una zona termica a sé stante. In questo caso si preferisce parlare di controllo a “singolo ambiente” o “per

singoli vani”, in quanto il concetto di “zona termica” viene deprezzato della sua originaria natura collettiva.

La regolazione “per singolo ambiente” è quella che più si avvicina al modello teorico di “regolazione ideale”, cioè capace di dosare il calore nella quantità necessaria al soddisfacimento del fabbisogno termico istantaneo di ciascun locale, senza dar luogo a variazioni della temperatura ambiente. La regolazione “di zona” è in grado di avvicinare questo paradigma solo per quanto riguarda il locale di riferimento in cui è collocato il termostato di zona, mentre le altre stanze soffriranno di deviazioni dal *set-point* imposto più o meno accentuate. Scostamenti ancora più evidenti in termini di surriscaldamento o sottoraffreddamento si riscontrano se l’unico tipo di regolazione è quello sulla temperatura di mandata, senza alcun controllo della portata fluente nei vari circuiti.

Il concetto di regolazione locale, infatti, si declina meglio al complesso sistema fisico in oggetto, in cui il fabbisogno termico di ogni ambiente è dipendente da una molteplicità di fattori, tra i quali:

- il *solar gain* (porzione dell’irraggiamento solare accolta in ambiente, sia per trasmissione che per assorbimento e ri-emissione da parte dei componenti vetrati), il livello di occupazione, l’impianto di illuminazione, i dispositivi elettronici (PC, monitor, elettrodomestici, ecc.): essi giocano a favore della riduzione del fabbisogno termico;
- la rigidità della temperatura esterna, l’aumento della ventosità, l’apertura delle tende di schermatura davanti alle finestre, l’introduzione in ambiente di oggetti a temperatura minore del *set-point* impostato: essi contribuiscono ad aggravare l’entità di calore richiesto dall’ambiente.

Ad ogni modo, la regolazione locale può essere gestita in modo ottimale solo ottemperando a due istanze:

- i. ogni zona deve essere alimentata con una temperatura di mandata differente, pari al valore massimo tra le temperature di mandata richieste dai vari locali che compongono la zona; gli schemi idraulici con cui soddisfare a questa prescrizione sono stati già discussi nel paragrafo dedicato alla regolazione della temperatura di mandata (caldaie modulanti, valvole miscelatrici, pompe di iniezione, ecc.). Qualora ragioni impiantistiche impongano di lavorare con un’unica temperatura comune a tutte le zone, il controllo dovrà esercitarsi in portata, secondo schemi idraulici caratterizzati dall’impiego di attuatori elettrotermici, valvole di zona, o pompe dedicate;
- ii. il sistema di termoregolazione deve fare capo ad una centralina elettronica digitale (“unità di controllo” o “unità base”), in grado di sfruttare meccanismi di anticipazione del fabbisogno di un ambiente e di attuare in risposta le adeguate azioni tramite segnali di comando ai vari dispositivi. Presupposto irrinunciabile per la realizzazione della logica anticipatrice è la

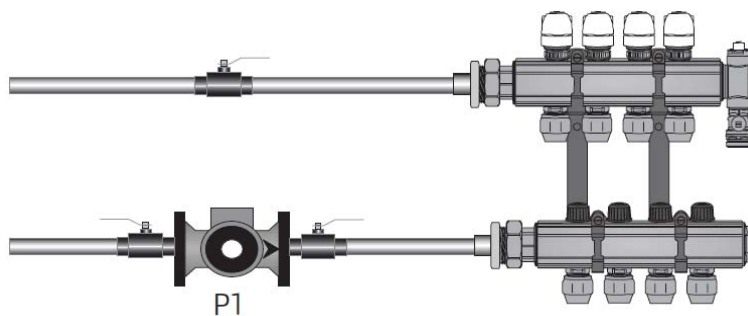
valutazione dell'inerzia termica legata alla struttura in cui è installato l'impianto radiante (alta/bassa massività, tipologia di rivestimento superficiale, ecc.).

Secondo quanto prescritto dal primo punto, la regolazione della portata di fluido termovettore può a sua volta declinarsi in due modalità:

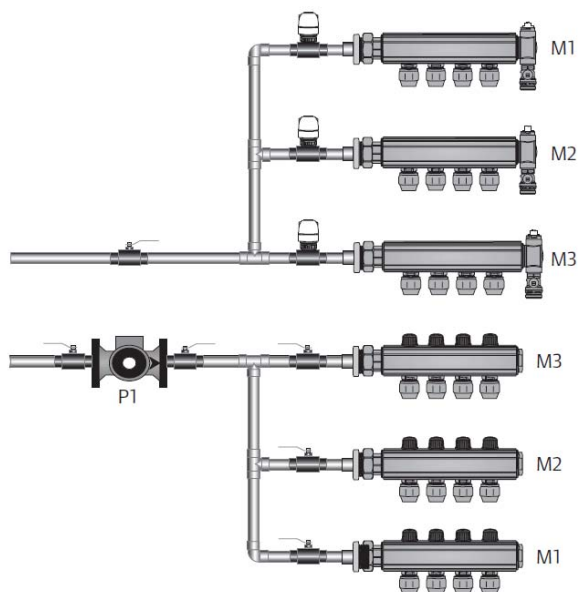
- i. regolazione della portata fluente in ogni zona, rappresentata da un collettore;
- ii. regolazione della portata fluente in ogni stanza, rappresentata da uno o più circuiti.

Gli schemi idraulici che permettono queste modulazioni di flusso sono comunemente inquadrati nelle seguenti categorie:

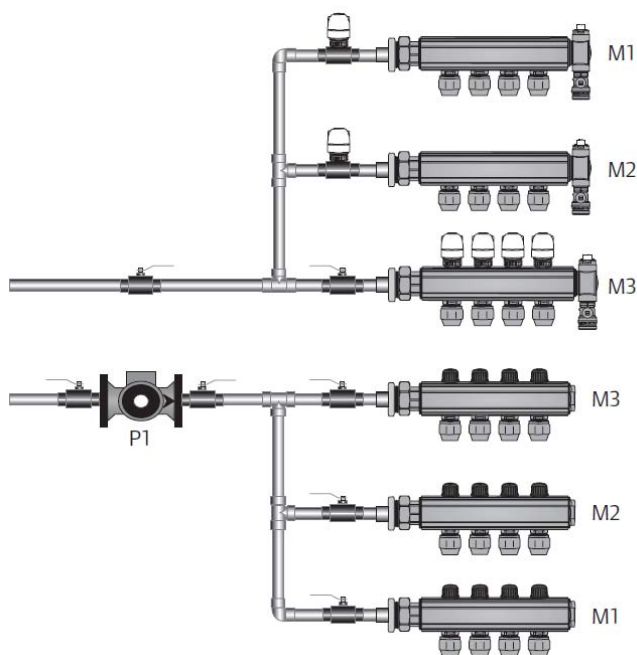
- i. Zone multiple ottenute con un singolo collettore dotato di attuatori
Un circolatore (P1) alimenta un unico collettore di mandata, da cui si dipartono molteplici circuiti. Ogni circuito (o gruppo di circuiti) costituisce una zona termica, è regolato in portata da un attuatore elettrotermico posto indifferentemente sul corrispondente attacco del collettore di mandata o di quello di ritorno e comandato da un termostato di zona, collegato via cavo. Quando tutti i circuiti sono chiusi, dei micro-interruttori ausiliari montati su ogni attuatore provvedono a spegnere la pompa di circolazione dell'impianto radiante.



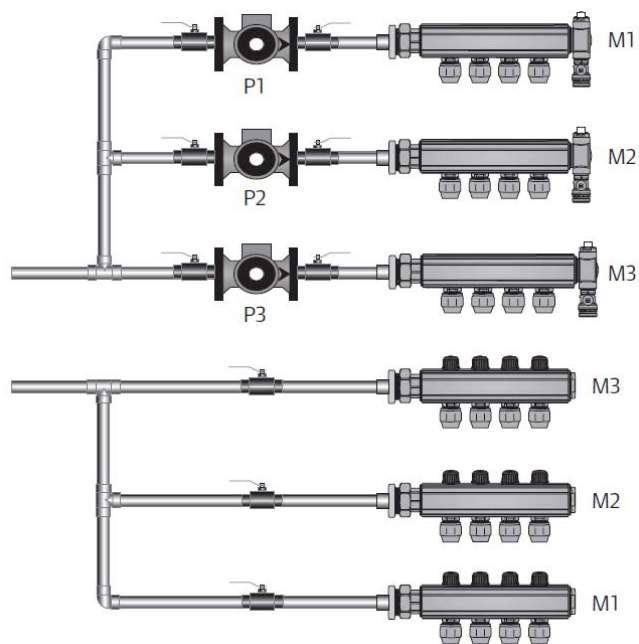
- ii. Zone multiple ottenute con collettori e valvole di zona
Un solo circolatore (P1) a portata variabile alimenta diversi collettori (M1, M2, M3), ciascuno rappresentante una zona termica diversa. La regolazione della portata fluente in ogni collettore (cioè in ogni zona) avviene per mezzo di una valvola a due vie ("valvola di zona"), installata indifferentemente a monte di ogni collettore di mandata o a valle di ogni collettore di ritorno, e comandata da un termostato di zona.



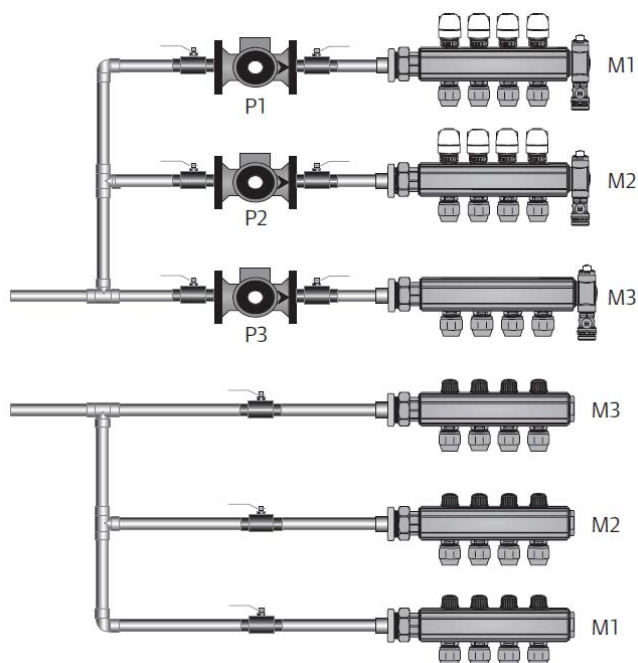
- iii. Zone ottenute con collettori dotati di valvole di zona ed attuatori
Questa soluzione è l'ibridazione delle due precedenti: un solo circolatore (P1) alimenta sia collettori a zona singola (M1 e M2, regolati mediante valvole di zona), sia collettori a zone multiple (M3, regolati mediante attuatori elettrotermici su ogni circuito).



- iv. Zone singole ottenute con collettori dotati di pompe
Ciascuna zona è rappresentata da un collettore (M1, M2, M3) alimentato da un circolatore dedicato (P1, P2, P3). Le pompe sono azionate da un termostato di zona, con comando on/off se a portata costante, oppure con comando modulante se a portata variabile.



- v. Zone ottenute con collettori dotati di pompe ed attuatori
 I circolatori (P1, P2, P3) possono alimentare sia collettori a zone multiple (M1 e M2, regolati mediante attuatori elettrotermici per ogni circuito), sia collettori a zona singola (M3, regolati mediante l'azione del termostato sulla pompa stessa).



Rivolgendo lo sguardo alle aziende che progettano e producono impianti radianti, si nota come esse stiano spostando l'obiettivo verso una regolazione a singolo ambiente, puntuale e precisa, capace di spazzare via i dilaganti luoghi comuni che affliggono la regolazione dei sistemi radianti. L'attuale sfida nel mercato del comparto è quella di contemperare per quanto possibile le esigenze di comfort termo-igrometrico con i costi di installazione ed esercizio del sistema di termoregolazione.

I componenti fondamentali di un sistema di regolazione "singolo ambiente" sono:

- una centralina elettronica digitale ("unità di controllo" o "unità base");
- uno o più moduli di espansione ("unità di espansione");
- un'unità di interfaccia utente ("terminale utente", "interfaccia di controllo" o "unità di comando");
- una o più sonde ambiente.

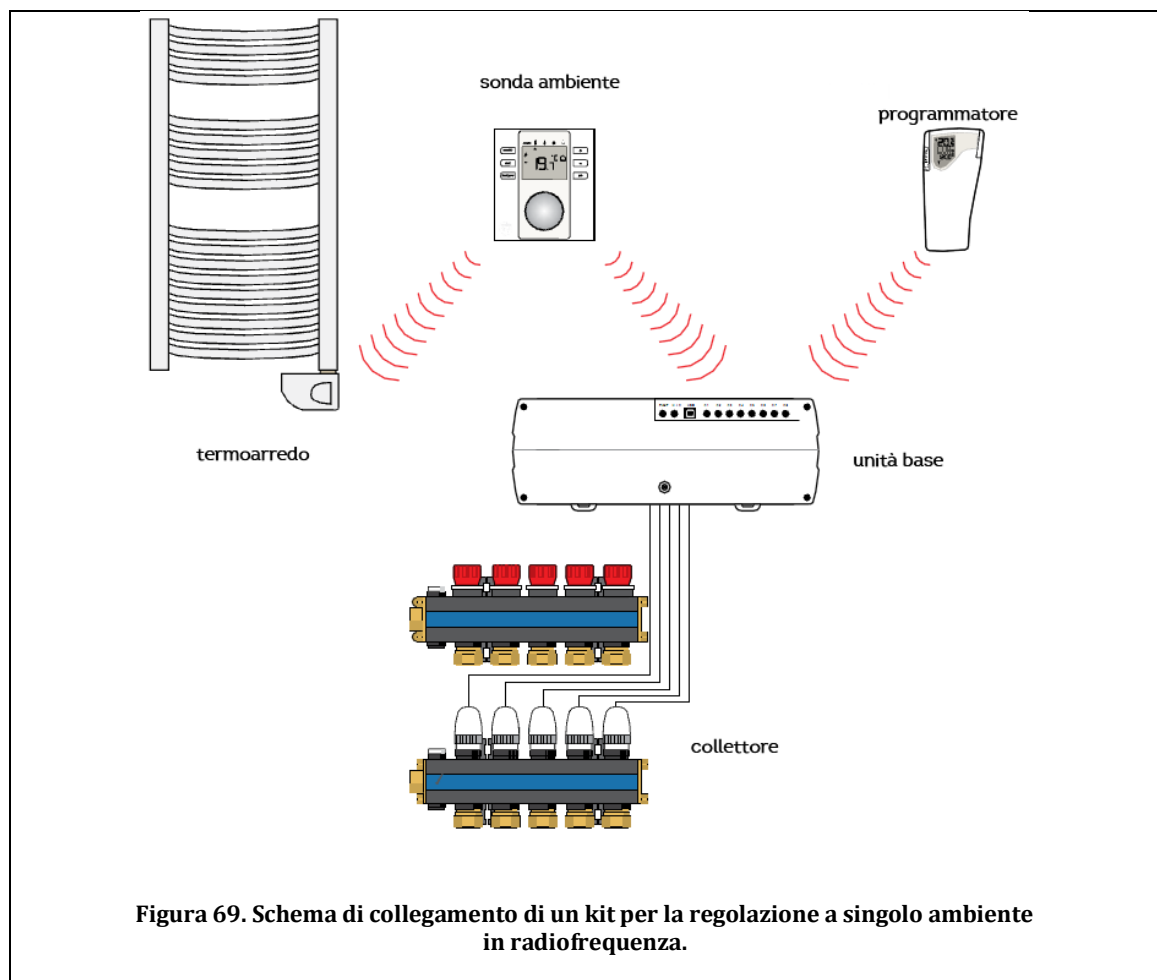




Figura 70. Unità base e termostato ambiente.



Figura 71. Collegamento elettrico tra l'unità base e le testine elettrotermiche dei circuiti del collettore.

Negli schemi idraulici presentati pocanzi per il controllo della portata, si è generalmente fatto riferimento al “termostato” quale elemento regolatore posto a comando di pompe, valvole o attuatori. Più precisamente, poiché ormai tutti i termostati implementano la funzione di programmazione temporale, è più corretto parlare di “cronotermostati”.

Qualche sistema di regolazione, in luogo della temperatura ambiente, individua altre grandezze quali segnali di *input* per la centralina elettronica che dovrà modulare la portata; esse possono essere: la temperatura superficiale del pavimento, la temperatura di ritorno del fluido termovettore, la differenza di temperatura tra mandata e ritorno del fluido termovettore.

Ad ogni modo, oggi la tendenza è quella di scorporare l'elemento sensibile (rilevatore di temperatura) dall'elemento regolatore (centralina elettronica), caratterizzato da segnali di natura digitale e da logiche di controllo sempre più affinate ed intelligenti.

Questa centralina elettronica digitale riceve segnali dalle periferiche ad essa collegate (interfaccia utente, unità di espansione e sonde ambiente) secondo una delle seguenti modalità:

- elettrica: il collegamento avviene attraverso normali cavi elettrici schermati;
- elettronica: il collegamento avviene attraverso cavo Bus;
- radio: il collegamento avviene senza fili (*wireless*), attraverso la trasmissione di onde radio.

Quest'ultima funzionalità è sempre più appetita dall'utenza e quindi, di riflesso, dalle aziende. I benefici rispetto alle tradizionali reti cablate possono essere così sintetizzati: assenza di tracce nei muri per l'interconnessione di dispositivi posti in locali diversi, riduzione del costo di installazione, semplificazione della posa in opera, facile applicazione nei *retrofit*. Per quanto riguarda le problematiche di sicurezza, le soluzioni attuali offrono consolidate garanzie: la potenza di trasmissione è molto bassa (circa 3.6 mW, 250 volte meno di quella pertinente alla telefonia mobile) e, in condizioni di regime, avviene in modalità intermittente con periodi tipicamente di dieci minuti. Oltre alla salvaguardia dall'inquinamento elettromagnetico, anche la questione delle possibili interferenze elettromagnetiche è stata ampiamente risolta: la banda di frequenza di trasmissione è stretta e si attesta sugli 868.3 MHz, preservando la funzionalità di altre apparecchiature ad elevata qualità del segnale. Qualora l'antenna radio (o *access point*) in dotazione all'unità base non riesca a ricevere i segnali da parte di tutte le sonde ambiente installate (portate maggiori di 22-30 metri), è necessaria l'adozione di un ripetitore di segnale radio. Il sistema è basato sul protocollo di trasmissione KNX (*Konnex*), affermato standard aperto per l'automazione domestica ed edilizia.

L'unità di controllo viene installata nella cassetta dei collettori di distribuzione, nelle sue immediate vicinanze o nel quadro elettrico. Se si tratta di una centralina ad onde radio, l'antenna deve, in ogni caso, sporgere all'esterno dell'armadietto metallico.



Figura 72. Antenna radio da applicare all'unità base per la comunicazione in radiofrequenza.

L'alimentazione della centralina elettronica avviene alla tensione di linea (230 V) o in bassa tensione (24 V), mentre le uscite sono così suddivise:

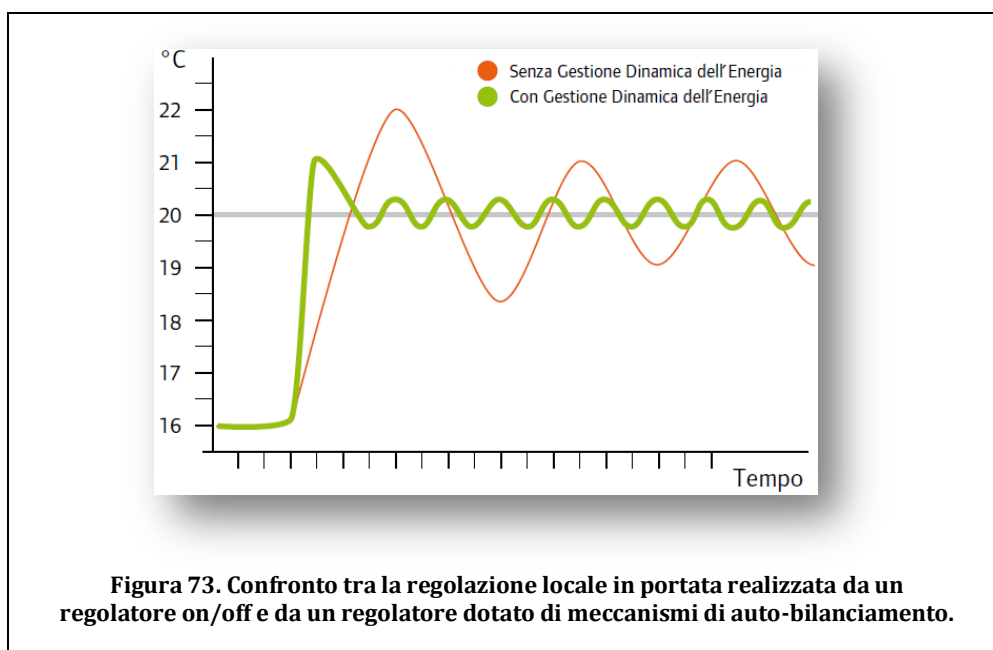
- attuatori elettrotermici sulle testine dei collettori;
- relè di blocco pompa (circolatore lato secondario), da attivare nel caso in cui tutti gli attuatori elettrotermici risultino chiusi;
- relè di blocco caldaia (circolatore lato primario), da attivare nel caso in cui la valvola miscelatrice per la definizione della temperatura di mandata sia completamente chiusa;
- relè di attivazione dei sistemi di deumidificazione o di ricambio dell'aria (in maniera diretta o attraverso i corrispettivi moduli di espansione).

La centralina elettronica è il “cervello” del sistema di regolazione, ruolo che una volta competeva ai singoli termostati. Il “braccio” invece sono gli attuatori elettrotermici, alimentati a 24 V¹⁷. Essi, a seconda del segnale che ricevono dall'unità base, aprono o chiudono le valvole in modo da realizzare la regolazione in portata a livello locale.

Ma qual è la logica secondo cui la centralina elettronica elabora i segnali ed impartisce i comandi?

A seconda dei modelli e delle aziende, lo stato dell'arte è così disposto:

- Auto-bilanciamento o “gestione dinamica dell'energia”
Il classico controllo on/off non è efficace per la regolazione di un impianto radiante, a causa di *overshoot* e *undershoot* dovuti alla massività tipica delle strutture in cui sono annegati i circuiti. Le oscillazioni della temperatura ambiente vengono smorzate se l'unità di base è in grado di valutare in anticipo l'inerzia termica del sistema, sulla base delle informazioni raccolte dalle varie sonde.



¹⁷ Gli attuatori elettrotermici alimentati a 24 V sono a basso consumo energetico. Tuttavia, richiedono l'installazione di un trasformatore 230/24 V in cassetta.

La centralina calcola ed aggiorna istante per istante il minimo quantitativo di energia necessario a mantenere stabile il livello termico interno, realizzando un risparmio energetico stimabile fino al 5% rispetto ai tradizionali sistemi di controllo. La stima dell'inerzia, ossia dei tempi entro cui si protrarranno le variazioni delle grandezze controllate in risposta alle forzanti, conferisce al sistema di regolazione una reattività migliore rispetto ai classici on/off: l'ambiente impiegherà fino al 25% del tempo in meno per portarsi a regime alle condizioni di comfort.

- **Auto-apprendimento**
La centralina memorizza il comportamento energetico dell'edificio e le esigenze di comfort degli occupanti, riproducendo nel tempo il funzionamento più adeguato alla situazione contingente.
- **Continuità di servizio**
Il pavimento o soffitto radiante viene mantenuto sempre alla temperatura di comfort, evitando il suo spegnimento nel caso si verifichino temporanei apporti di calore gratuiti (esempio: accensione di un caminetto). Infatti, al cessare di questi ultimi, invece di ripartire da una condizione di superficie radiante fredda, l'impianto dovrà solamente andare in integrazione, aumentando la portata di acqua calda fluente nei circuiti della stanza.

I moduli di espansione sono dispositivi opzionali che ampliano il numero di dispositivi che un'unità base può gestire. Collegati attraverso normali cavi elettrici, cavi Bus o onde radio, essi possono controllare:

- la qualità dell'aria ambiente: una sonda ambiente rileva le concentrazioni di anidride carbonica e/o VOC (*Volatile Organic Compounds*) e, qualora queste superino i valori di soglia, il modulo di espansione attiva il rinnovo dell'aria tramite il sistema VMC (Ventilazione Meccanica Controllata) o la UTA (Unità di Trattamento Aria);



Figura 74. Sonda per il rilevamento di VOC in ambiente.

- ulteriori sonde di temperatura ed umidità ambiente;
- un sistema di controllo dell'umidità relativa: un deumidificatore isothermo, un deu-climatizzatore, un sistema VMC o una UTA. Gli organi finali di regolazione possono essere le serrande di presa aria esterna, di ricircolo e di aspirazione/mandata in ambiente, oppure la valvola di afflusso alla batteria di raffrescamento, l'eventuale valvola miscelatrice di zona o la pompa a monte della batteria, o ancora i ventilatori a velocità variabile.



Figura 75. Serranda modulante la portata di aria fluente nei canali.

Le sonde ambiente si distinguono, oltre che in base alla modalità di trasmissione dei segnali (cavo elettrico, cavo Bus, onde radio), anche in base a:

- la grandezza misurata: la temperatura dell'aria, la temperatura operativa, la temperatura superficiale, l'umidità relativa, la concentrazione di CO₂, ecc.;
- la tipologia: analogica (a rotella o incassata con coperchio) o digitale (con display LCD o semigrafico, con tastiera o *touchscreen*);
- le funzioni implementate: misurazione della grandezza monitorata, ed eventualmente impostazione del *set-point*, commutazione tra regime invernale ed estivo, nomenclatura della sonda, programmazione oraria o settimanale, commutazione da una modalità di funzionamento ad un'altra (*comfort/economica/standby*).

Le sonde di temperatura più indicate per la regolazione degli impianti radianti sono quelle predisposte per il rilevamento della temperatura operativa. Quest'ultima è definita come la temperatura uniforme di una cavità nera virtuale in cui il complesso degli scambi termici per convezione ed irraggiamento tra il soggetto e questo ambiente virtuale è pari alla somma degli scambi termici per convezione ed irraggiamento tra il soggetto e l'ambiente reale (non uniforme). Nella maggior parte dei casi, essa può essere calcolata con sufficiente approssimazione mediante la seguente equazione:

$$t_o = \frac{h_r t_{mr} + h_c t_a}{h_r + h_c}$$

dove:

t_o [°C] è la temperatura operativa (o "temperatura operante");

t_{mr} [°C] è la temperatura media radiante¹⁸;

t_a [°C] è la temperatura a bulbo secco dell'aria ambiente;

h_r [W/m²K] è il coefficiente di scambio termico radiativo (o "conduttanza termica radiativa");

h_c [W/m²K] è il coefficiente di scambio termico convettivo (o "conduttanza termica convettiva").

¹⁸ La temperatura media radiante è definita come la temperatura fittizia di una cavità, nera ed isoterma, in cui una persona scambierebbe la stessa potenza termica per radiazione che scambia nell'ambiente reale (non uniforme). In termini analitici, essa può essere valutata come la sommatoria, estesa a tutte le superfici isoterme che "vedono" l'occupante (altre persone, mobilio, pareti, soffitto, pavimento, ecc.), del prodotto tra la temperatura di quella superficie ed il fattore di vista tra l'occupante e quella superficie. In termini più pratici, essa è la temperatura media delle superfici dei corpi che scambiano energia radiante con il corpo umano. Risulta evidente che si tratta di una grandezza fortemente dipendente dalla posizione dell'occupante, pertanto va prestata particolare cura al posizionamento della sonda a sensori infrarossi capace di valutare la temperatura media radiante dell'ambiente.

Tuttavia, negli ambienti termicamente moderati¹⁹, si può calcolare la temperatura operativa non più come la media ponderata tra quella media radiante e quella dell'aria, bensì come la loro semplice media aritmetica. Ai fini pratici, la temperatura operativa è il parametro che riassume gli scambi termici del corpo umano per irraggiamento e per convezione. Questa proprietà le conferisce il ruolo di grandezza rappresentativa del comfort termico percepito dagli occupanti entro un ambiente.

Nel caso degli impianti radianti a bassa temperatura, assumere come grandezza controllata la temperatura operativa in luogo della temperatura dell'aria ambiente comporta particolari benefici:

- i. Poiché l'emissione di calore da parte dei pannelli radianti avviene per una quota eccedente il 50% per mezzo dell'irraggiamento, rispetto ai tradizionali sistemi di tipo convettivo si può raggiungere la stessa temperatura operativa di comfort (20 °C) con elevate temperature medie radianti e conseguenti basse temperature dell'aria (*Figura 76*). Infatti, la pelle umana rappresenta un ottimo ricettore radiativo, e scambiando direttamente con fonti ad irraggiamento raggiunge una situazione di benessere anche se la temperatura dell'aria è al di sotto dei consueti livelli (stesso effetto dello stazionamento di fronte ad un caminetto).

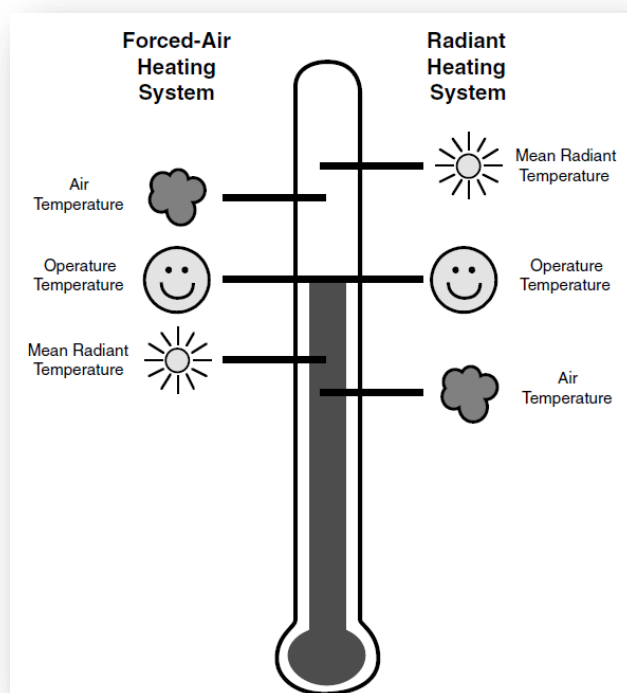


Figura 76. Confronto tra le temperature dell'aria e media radiante di due diverse tipologie di impianto (convettivo a tutta aria e radiante), a parità di temperatura operativa.

¹⁹ Si considerano ambienti "termicamente moderati" quelli in cui $|t_{mr} - t_a| < 4 \text{ °C}$ e la velocità dell'aria non supera i 0.20 m/s. In questo caso, i coefficienti di scambio termico radiativo e convettivo assumono valori simili.

Se da una parte ciò permette di realizzare un risparmio energetico, dall'altra è fonte di inganno per l'utente medio: egli, guardando ad un tradizionale termometro sensibile alla temperatura a bulbo secco dell'aria, noterebbe dei valori inferiori alle sue aspettative e, trascendendo dalle proprie sensazioni di comfort termico, istintivamente provvederebbe ad innalzare il *set-point*, con conseguente surriscaldamento dell'ambiente. Ispirandosi ad una sorta di "effetto placebo", molti costruttori hanno perciò messo in commercio termostati privi di tacche numeriche per l'imposizione della temperatura ambiente desiderata, e dotati di selettore di modalità con etichette del tipo: "comfort", "caldo", "fresco", "neutro", ecc.

- ii. Il controllo della temperatura media radiante permette di attuare una sorta di meccanismo di "anticipazione" dei carichi termici. Infatti, a seguito dell'attivazione di una superficie calda/fredda all'interno dell'ambiente, i termometri tradizionali devono attendere che la temperatura dell'aria si sia innalzata/abbassata a seguito dello scambio termico per convezione (aria che lambisce le superfici) per comunicare la diminuzione/aumento del fabbisogno termico. Al contrario, la rilevazione attraverso la misura della temperatura media radiante è diretta: il sistema di regolazione potrà dunque intervenire con una reattività nettamente migliore.

Pertanto, eccezion fatta per i pacchetti radianti molto compatti (spessore < 4 cm), in cui è sufficiente affidare il controllo a sonde di rilevazione della temperatura dell'aria, negli altri casi l'inerzia termica della struttura in cui è inserito il circuito radiante²⁰ costringe a:

- misurare sia la temperatura dell'aria a bulbo secco, sia la temperatura del pavimento²¹, cercando di mantenere entrambe costanti;
- oppure misurare la sola temperatura operativa come parametro rappresentativo del comfort ambientale.

²⁰ Secondo uno studio di McDonell [14], una regola pratica per stimare l'inerzia termica del calcestruzzo in cui sono tipicamente annegati i circuiti radianti è approssimare la costante di tempo a 1÷2 ore per ogni pollice di spessore e per ogni Kelvin di differenza di temperatura applicata tra le due facce.

²¹ La temperatura superficiale del pavimento non può superare i limiti dettati dalle condizioni di comfort: 29 °C per le zone occupate e 35 °C per le zone perimetrali. Si considera come "zona perimetrale" la cornice di larghezza 0.80 – 1 m a ridosso di muri perimetrali esterni e finestre. In quest'area vengono accettate temperature maggiori in quanto, da un lato, c'è minore possibilità di stazionamento permanente da parte dell'utenza, dall'altro si cerca di contrastare le maggiori perdite di calore che avvengono appunto in prossimità di queste superfici disperdenti. Per conseguire temperature più elevate in quella zona, o si prevede che la prima spira della serpentina radiante (quella più calda) percorra proprio la cornice più esterna, oppure in quella zona si diminuisce il passo tra i tubi.



Figura 77. Cronotermostato ambiente predisposto per il rilevamento della temperatura operativa.

Tipicamente, nei sistemi di regolazione “singolo ambiente”, in ogni stanza è installata una sola sonda con possibilità di visualizzazione della temperatura e, sovente, di impostazione del *set-point* locale. Le funzioni che la sonda non è in grado di assolvere vengono demandate ad un dispositivo integrativo, qual è l’interfaccia utente.



Figura 78. Interfaccia utente con comandi *touchscreen* (a sinistra) o da tastiera (in centro e a destra).

Dotata di *display* digitale e comandi da tastiera/*touchscreen*, l’interfaccia utente è un dispositivo che scambia informazioni a livello centrale con le varie sonde, offrendo un’ampia gamma di opzioni:

- raggruppamento delle sonde in blocchi/zone, ciascuno con la propria programmazione oraria settimanale e la possibilità di spegnimento indipendente;
- scelta della modalità di funzionamento all’interno della programmazione: comfort (o “normale”), economica (o “ridotta”, “attenuata”), *standby*, vacanze;

- impostazione del *range* di temperatura accettabile nell'intorno del *set-point* e del *set-point* stesso (qualora quest'operazione non avvenga direttamente sul termostato);
- funzioni di diagnostica di alimentazione e produzione di segnali di allarme o anomalia;
- auto-riconoscimento delle sonde (del tipo *Plug&Play*) e controllo stanze per verificare che tutti i collegamenti siano funzionanti.

Le sonde ambiente sono collegate all'interfaccia utente tramite cavi Bus, mentre l'interfaccia utente è a sua volta in comunicazione con l'unità base (o più unità base) attraverso un collegamento via cavo (Bus o telefonico) o in radiofrequenza.



Figura 79. Collegamento dell'unità base con l'interfaccia utente via onde radio.

Sempre più diffusa nel mercato, è la dotazione opzionale di un modulo di accesso remoto, capace di interfacciare la centralina elettronica con impianti domotici o supervisor esterni. Le informazioni dell'impianto vengono remotate attraverso la porta Ethernet e possono essere monitorate attraverso PC, *tablet* o *smartphone* collegati alla rete Lan o Web con un qualsiasi *browser*. In questo caso, il protocollo di trasmissione può essere il *ModBus* (RTU, TCP o Slave) oppure l'EIB *Konnex*.

Questa funzionalità si rivela particolarmente utile per la gestione delle seconde case, in quanto permette di visualizzare in tempo reale i parametri operativi degli ambienti, di ricevere eventuali allarmi circa il superamento di parametri di soglia e di predisporre la commutazione dalla modalità economica alla modalità comfort, in previsione di un imminente occupazione dell'abitazione.



Figura 80. Modulo di accesso remoto da collegare alla centralina elettronica.

Si è già riferito di come le regolazioni “climatica” e “a singolo ambiente” applicate singolarmente producano azioni inefficaci in termini globali:

- la sola regolazione “climatica” non consente di incidere in maniera puntuale in ambiente, poiché correla la temperatura esterna alla temperatura di mandata del fluido termovettore, in luogo della temperatura interna. Il tipico difetto riscontrato è quello del surriscaldamento dei locali in seguito ad imprevisti o aleatori apporti di calore (ingresso di persone nei locali, accensione di dispositivi o fonti di calore, aumento della quantità di irraggiamento, ecc.). Per conseguire maggior precisione e reattività nella risposta, servirebbe il *feedback* della temperatura interna, da attuarsi mediante sonde ambiente installate in ogni stanza: in tali termini, il passo verso una regolazione a “singolo ambiente” operata sulla portata è molto breve;
- la sola regolazione “a singolo ambiente”, senza modulazione della temperatura di mandata, permette semplicemente di dosare pacchetti di energia sovente troppo pregiata per l'utilizzo richiesto: mettendo costantemente a disposizione l'elevato livello termico necessario nelle condizioni di progetto (“punto fisso”), non si realizzano certamente pratiche di risparmio energetico.

Appare dunque naturale che il mercato evolva verso soluzioni integrate, proponendo in parallelo all'impianto radiante il relativo kit di termoregolazione completo. In tal caso, la centralina elettronica digitale può essere unica o doppia.

Se la centralina è unica, essa riceve i segnali provenienti dalle varie sonde (esterna, ambiente, di mandata/ritorno) e comanda contemporaneamente la temperatura di mandata di una zona termica e la portata fluente nei vari circuiti che la compongono.



Figura 81. Esempio di collegamento di un kit di termoregolazione completo: l'interfaccia utente raccoglie la programmazione oraria prefissata dall'utente ed il segnale di temperatura esterna. Quest'ultimo viene poi inviato all'unità base posta nella cassetta dei collettori, assieme ai rilevamenti da parte delle sonde ambiente. La centralina elettronica digitale comanda quindi sia gli attuatori elettrotermici posti sulle testine del collettore (regolazione in portata) sia la valvola miscelatrice a tre vie (regolazione in temperatura).



Figura 82. Particolare del collegamento elettrico tra la centralina elettronica digitale, gli attuatori elettrotermici e la valvola miscelatrice a tre vie.

Nel caso in cui la centralina elettronica sia sdoppiata, il regolatore climatico rimane un dispositivo fisicamente separato, tuttavia collegato via cavo, rispetto all'unità base.

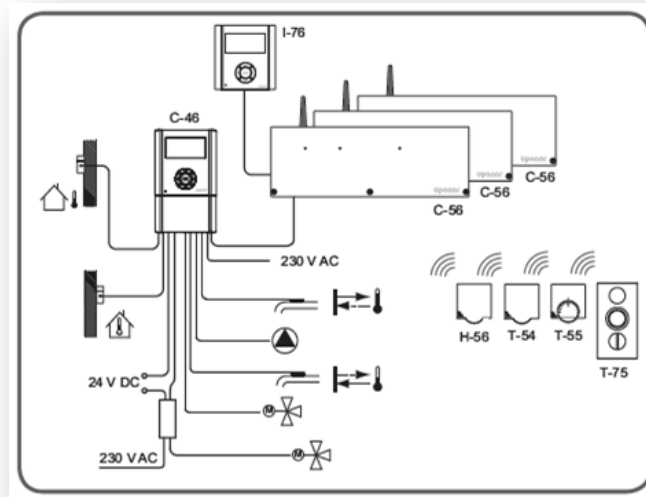


Figura 83. Esempio di regolatore climatico distinto dalla centralina elettronica digitale.

In questo caso, il regolatore climatico riceve via cavo i segnali da parte della sonda esterna e della sonda interna (*feedback*), comandando la valvola miscelatrice a tre vie posta in centrale oppure a monte del collettore, o ancora la pompa di iniezione. A sua volta, il regolatore climatico comunica via cavo con una o più unità base (in questo caso dotate di collegamento *wireless*). Queste ultime, ricevendo segnali dall'interfaccia utente e dalle sonde ambiente (termostati e/o umidostati), è in grado di eseguire la regolazione a singolo ambiente sia nella stagione di riscaldamento che di raffrescamento.

Qualora le zone termiche fossero molteplici, cioè caratterizzate da diverse temperature di alimentazione e/o da programmazioni orarie diverse, servirebbe:

- un modulo di espansione per ciascun circuito miscelato aggiuntivo;
- oppure più regolatori climatici collegati alla stessa centralina elettronica digitale.

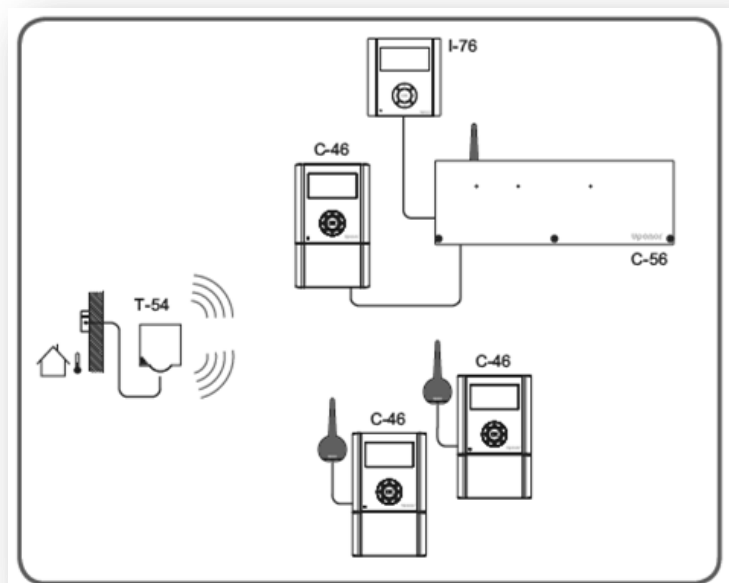


Figura 84. Esempio di regolatori climatici distinti dalla centralina elettronica digitale. In questo caso, la sonda esterna è di tipo *wireless*: la lettura viene condivisa con tutti i regolatori climatici (uno per zona) e con l'unità base. A sua volta, l'unità base è collegata via cavo all'interfaccia utente e, via cavo o in radiofrequenza, con i regolatori climatici.

In funzione dell'architettura del sistema di regolazione, la centralina elettronica e le unità di espansione facenti capo ad essa permettono di controllare anche:

- un eventuale sistema di deumidificazione;
- altri terminali di impianto (esempi: ventilconvettori che coadiuvano l'impianto radiante qualora la temperatura ambiente tenda a sfuggire dalla banda di tolleranza attorno al *set-point*; termoarredi installati nei bagni e alimentati ad alta temperatura);
- l'impianto di produzione del caldo o del freddo (caldaia, pompa di calore, *chiller*, ecc.).

Come nelle sezioni precedenti, si intende chiudere il paragrafo con alcuni esempi rappresentativi tra quelli presenti sul mercato di sistemi di regolazione a singolo ambiente, in ogni caso integrati ad una pre-regolazione della temperatura di mandata.

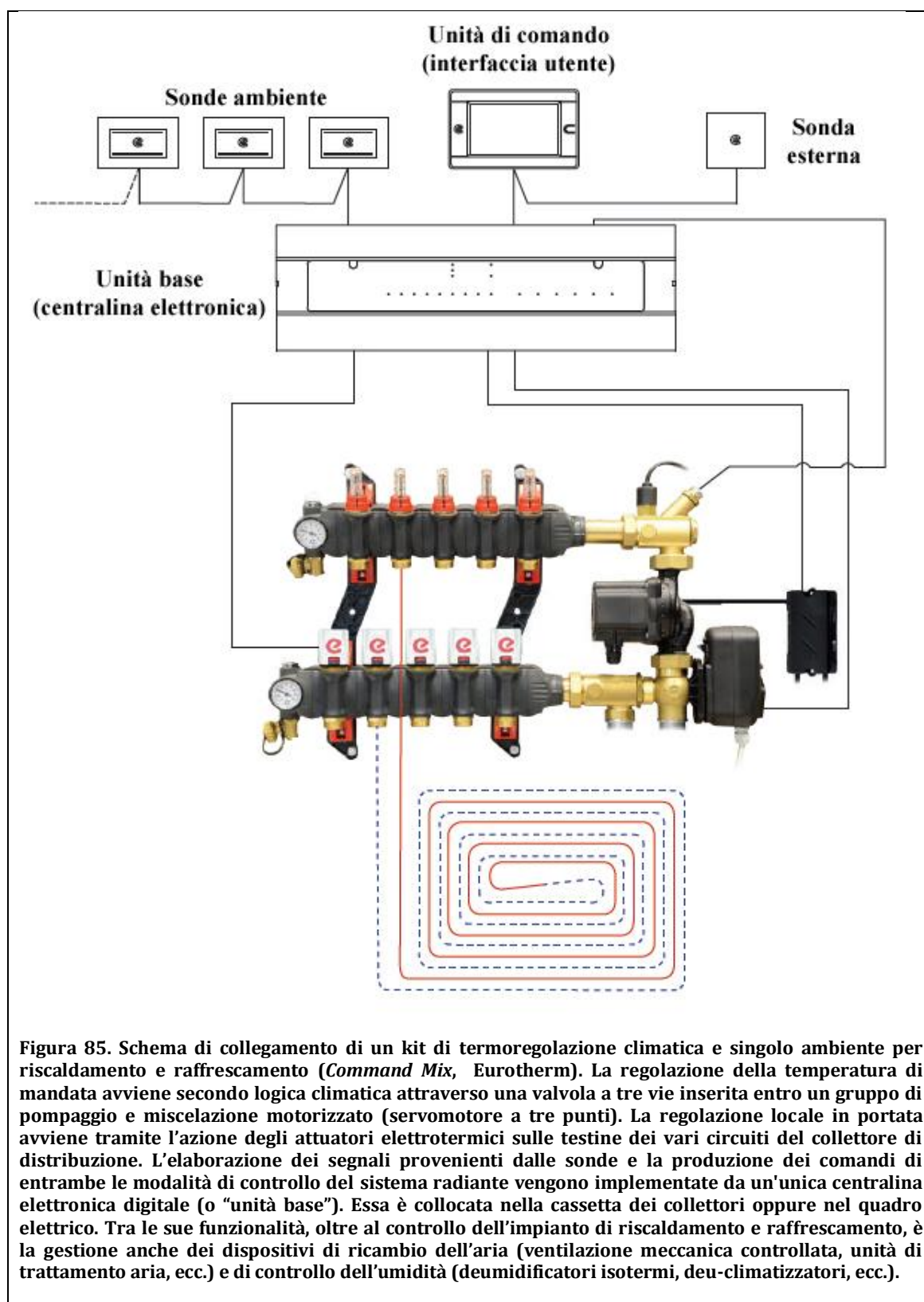
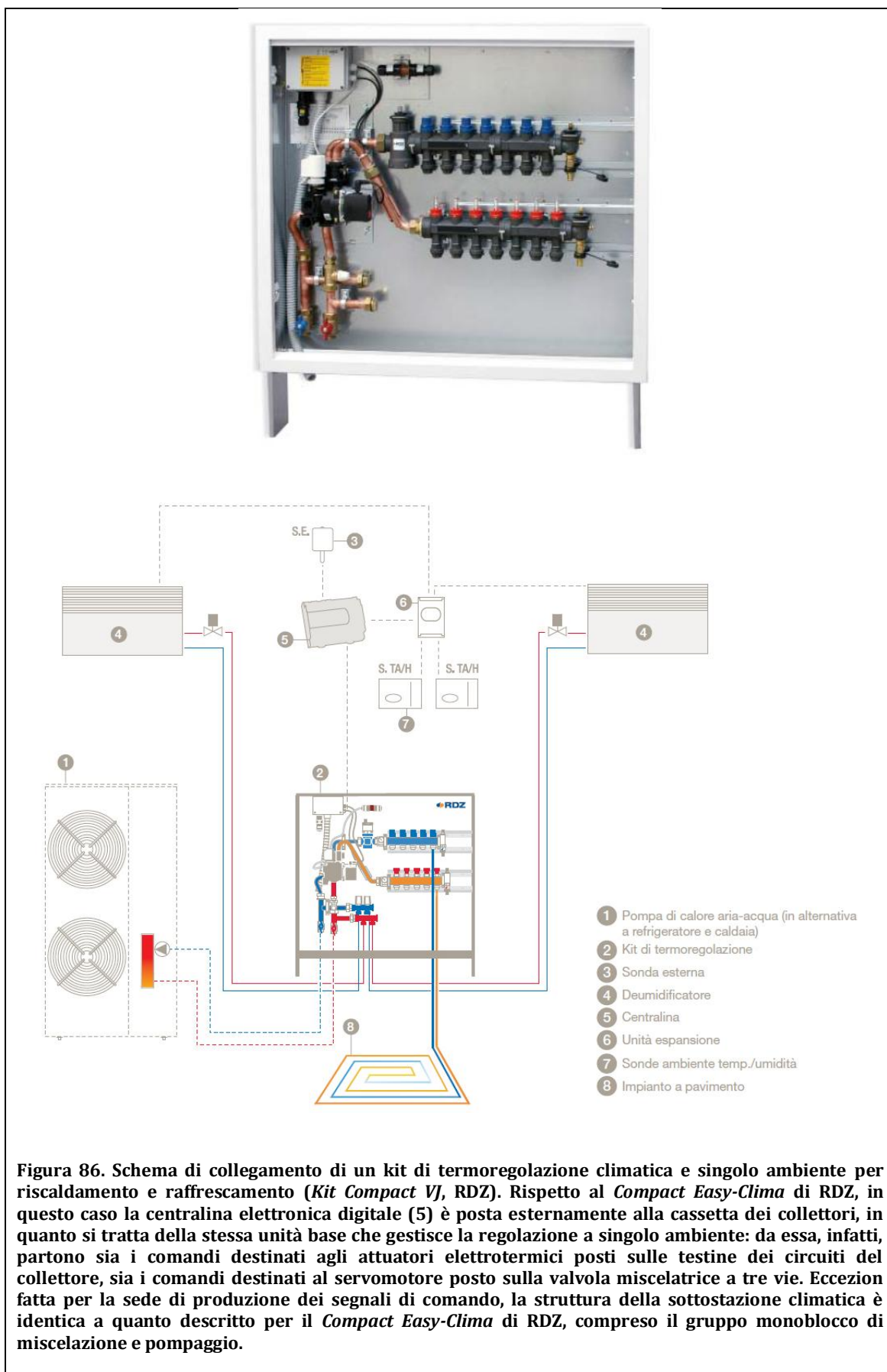


Figura 85. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica e singolo ambiente per riscaldamento e raffrescamento (*Command Mix*, Eurotherm). La regolazione della temperatura di mandata avviene secondo logica climatica attraverso una valvola a tre vie inserita entro un gruppo di pompaggio e miscelazione motorizzato (servomotore a tre punti). La regolazione locale in portata avviene tramite l'azione degli attuatori elettrotermici sulle testine dei vari circuiti del collettore di distribuzione. L'elaborazione dei segnali provenienti dalle sonde e la produzione dei comandi di entrambe le modalità di controllo del sistema radiante vengono implementate da un'unica centralina elettronica digitale (o "unità base"). Essa è collocata nella cassetta dei collettori oppure nel quadro elettrico. Tra le sue funzionalità, oltre al controllo dell'impianto di riscaldamento e raffrescamento, è la gestione anche dei dispositivi di ricambio dell'aria (ventilazione meccanica controllata, unità di trattamento aria, ecc.) e di controllo dell'umidità (deumidificatori isotermini, deumidificatori, ecc.).



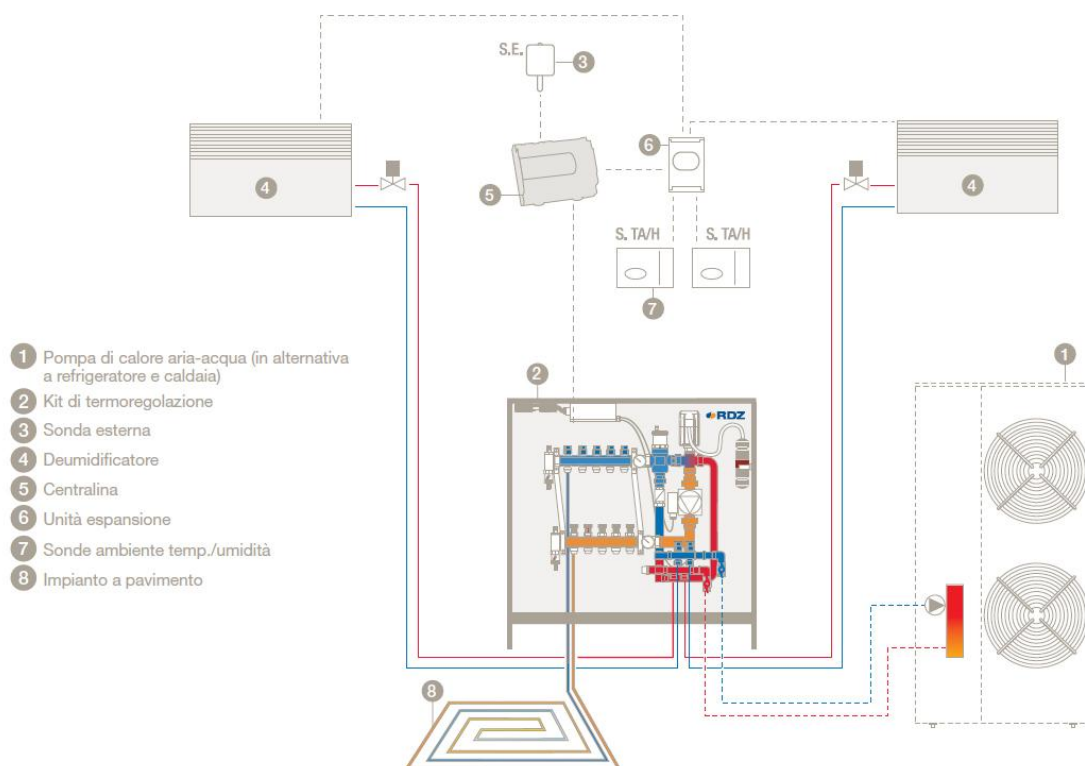


Figura 87. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica e singolo ambiente per riscaldamento e raffrescamento (Kit VJ Duplex, RDZ). Anche in questo caso la regolazione climatica ha luogo mediante una valvola miscelatrice a tre vie. Rispetto al *Compact VJ* di RDZ, tuttavia, non si tratta più di un sistema monoblocco: questa volta la valvola di miscelazione ed il circolatore sono fisicamente ben distinti. La valvola è mossa da un servomotore con segnale modulante 0-10 V, mentre il circolatore può essere comandato da un motore a tre velocità oppure da un motore a magneti permanenti accoppiato ad inverter. Inoltre, questa sottostazione di termoregolazione si presta bene alla gestione di impianti misti, costituiti da pannelli radianti e da radiatori. Il kit è particolarmente adatto al collegamento con una caldaia murale, con pompa già incorporata.

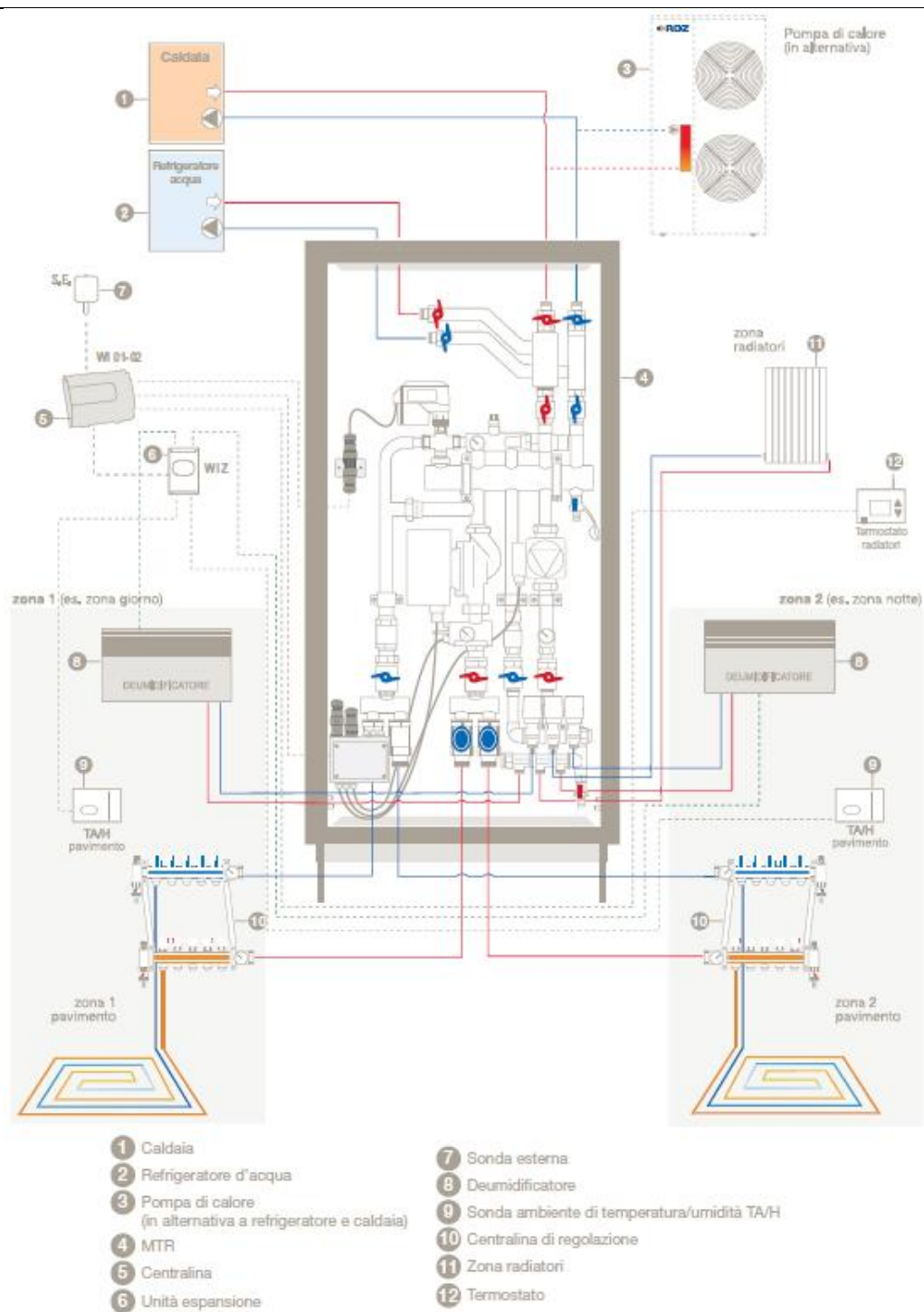


Figura 88. Schema di collegamento di un kit di termoregolazione climatica e singolo ambiente per riscaldamento e raffreddamento (MTR VJ, RDZ). Rispetto alla mini-centrale termica MTR Easy-Clima di RDZ, la centralina elettronica climatica è esterna, in quanto coincide con l'unità base del sistema di regolazione a singolo ambiente (5). Essa è collegata alla sonda di temperatura esterna (7) e ad un modulo di espansione (6) che riceve i dati dai termo-umidostati in ambiente (9) e comanda l'eventuale attivazione dei deumidificatori (8). La centralina elettronica esegue sia il controllo della portata fluente nell'impianto radiante (azione sugli attuatori elettrotermici del collettore) sia della temperatura di mandata all'impianto radiante, con logica climatica (azione sulla valvola miscelatrice a tre vie in cassetta). Vi è la possibilità di collegare una zona di terminali ad alta temperatura (11), comandata in maniera indipendente per mezzo di un termostato dedicato (12).

2.4 Regolazione degli impianti radianti in raffrescamento

Durante la trattazione, si è assunta come paradigmatica la situazione della regolazione in riscaldamento, omettendo volontariamente specifiche indicazioni circa il comportamento in fase di raffrescamento. Ora che sono stati descritti gli strumenti a disposizione per un accurato controllo dell'impianto nella stagione invernale, ci si può muovere con più agilità nel campo della regolazione estiva.

Per quanto riguarda la temperatura di mandata, la regolazione più diffusa non è di tipo climatico, ma a punto fisso con *set-point* variabile in funzione della temperatura di rugiada dell'ambiente a maggior tasso di umidità entro l'edificio, allo scopo di prevenire problemi legati al fenomeno della condensazione del vapor acqueo presente in ambiente sulla superficie radiante. Più precisamente, la centralina elettronica riceve i dati dalle sonde di temperatura e di umidità all'interno degli ambienti, ricavandone la temperatura di rugiada²² con semplici algoritmi che implementano le proprietà dell'aria umida. Una volta calcolato il punto di rugiada di ogni stanza, il regolatore seleziona quello più alto ed impone una temperatura di mandata che superi questo valore di un certo margine di sicurezza.

Il margine di sicurezza teoricamente potrebbe anche essere ridotto fino al suo completo annullamento, in quanto:

- la temperatura del fluido termovettore aumenterà necessariamente, seppur di poco, nel percorso tra la valvola di miscelazione a tre vie ed il circuito radiante della stanza;
- la temperatura superficiale del pavimento sarà sicuramente maggiore della temperatura di mandata dell'acqua, poiché vi si frappone una serie di resistenze termiche (convettiva lato acqua, conduttiva nel tubo plastico, nel massetto e nel rivestimento superficiale): ai fini pratici, la condensazione superficiale avviene solo se il pavimento o soffitto radiante si trova ad una temperatura inferiore a quella di rugiada dell'aria ambiente. Basterebbe pertanto verificare, tramite apposite sonde a pavimento, che la temperatura di mandata sia tale da conseguire, sulla superficie, un livello termico superiore a quello di rugiada.

In alcuni casi, gli umidostati non vengono distribuiti in tutti i locali, ma si seleziona un ambiente di riferimento per ciascuna zona termica, in genere quello in cui è previsto si registrerà la maggior umidità relativa. Nelle altre stanze, eventualmente, possono essere installate sonde di temperatura superficiale

²² L'umidità relativa o grado igrometrico (ϕ) è la percentuale di vapore presente nell'aria in rapporto alla massima quantità in essa contenibile ad una certa temperatura. La temperatura di rugiada è quella a cui si raggiunge la condizione di saturazione ($\phi=100\%$) attraverso un processo di raffreddamento isobaro (e quindi ad umidità specifica costante).

oppure rilevatori di condensa sulle superfici radianti, in modo da garantire comunque una protezione contro i danni alle strutture.

L'architettura di regolazione che è stata appena descritta viene largamente adottata nei sistemi radianti in fase di raffrescamento, tuttavia non mancano alcune varianti:

- se il radiante è applicato a pavimento, alcune aziende raccomandano il rispetto di un valore minimo della temperatura di mandata non solo in relazione al punto di rugiada, ma anche alla temperatura superficiale del pavimento: le norme UNI EN 1264 e UNI EN ISO 7730 raccomandano che la temperatura superficiale del pavimento non scenda sotto i 19 °C, per non generare discomfort termico per gli occupanti, siano essi seduti che in piedi²³;
- altri produttori invece si affidano alla "compensazione climatica", con innalzamento del *set-point* della temperatura ambiente non in funzione della temperatura di rugiada, ma di quella esterna. Questa pratica è ispirata dal principio di minimizzare gli sbalzi termici eccessivi per un utente che passi dall'esterno all'interno o viceversa.

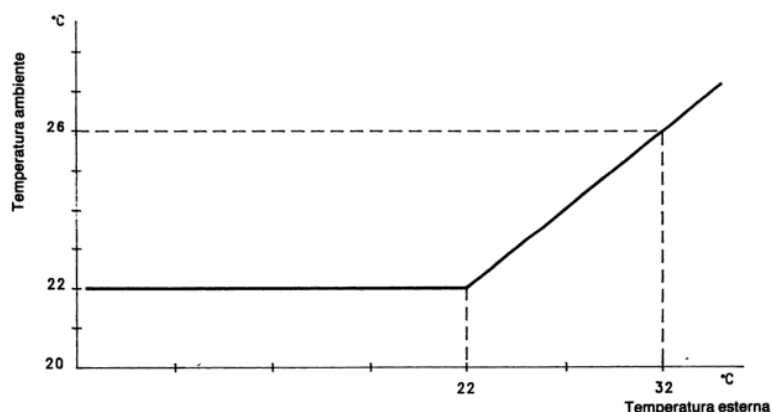


Figura 89. Compensazione climatica della temperatura ambiente in funzione della temperatura esterna. Tipicamente, alla temperatura più provante (32 °C) viene assegnato il *set-point* di 26 °C. La compensazione in genere parte dal punto (22 °C ; 22 °C) oppure dal punto (20 °C ; 20 °C).

Oltre al controllo della temperatura di mandata, vi è poi una più fine regolazione in portata a livello locale (tramite il controllo di pompe, valvole di zona o testine elettrotermiche), in modo da evitare sgradevoli fenomeni di sottoraffreddamento o surriscaldamento all'interno dei singoli ambienti. A differenza del regime invernale, in questo caso il comando dell'organo finale di regolazione è affidato ai cronotermostati installati nei singoli vani ed è di tipo on/off.

²³ Una simile prescrizione non è prevista per un soffitto raffrescante, in quanto non può avvenire contatto tra l'utenza e la superficie radiante. Per soffitti radianti nella stagione estiva bisogna assolvere solo alle restrizioni imposte dalla temperatura di rugiada.

Come evidenziato, rispetto alla regolazione in riscaldamento, è necessario aggiungere alla lista dei componenti del kit di termoregolazione gli umidostati per la rilevazione dell'umidità relativa in ambiente. Essi comunicano le misure alla centralina elettronica, la quale procede al confronto con i limiti impostati. I valori di soglia sono definiti in relazione a due distinte questioni:

- la necessità di deumidificare l'ambiente;
- la necessità di prevenire la condensazione superficiale sulla superficie radiante.

Infatti, gli impianti radianti in fase di raffrescamento si caratterizzano per la temperatura più elevata in rapporto ai tradizionali terminali di tipo convettivo. Se ciò permette, da un lato, di conseguire risparmi in termini di energia primaria, dall'altro costringe ad integrare l'impianto con un sistema di deumidificazione: l'acqua circolante nel pannello radiante non si trova a temperatura sufficientemente bassa da consentire la contemporanea sottrazione di calore sensibile e latente dall'ambiente. Questa problematica non è affatto trascurabile, in quanto nella stagione di raffrescamento l'umidità potrebbe facilmente innalzarsi fino a superare i limiti di comfort, a causa sia delle condizioni climatiche esterne, sia del notevole carico latente introdotto in ambiente dagli occupanti. Dunque, i livelli di allarme sono settati attorno ad un'umidità relativa del $60 \div 65\%$, valori che la norma UNI EN ISO 7730 indica come limiti massimi per garantire una sensazione di benessere e mantenere l'aria salubre. Deumidificare l'ambiente significa sottrarre vapore acqueo, abbassando l'umidità specifica e, insieme ad essa, il punto di rugiada. Il beneficio è dunque duplice: in prima battuta, si mantiene l'umidità relativa entro un *range* idoneo al soddisfacimento del comfort termigrometrico, in seconda battuta si garantisce un'ulteriore sicurezza nei riguardi della problematica della condensazione superficiale.

La centralina elettronica, dopo aver effettuato il confronto con questi valori di soglia, in caso di necessità, può operare su tre livelli progressivi di intervento:

- agire sulla sottostazione di raffrescamento per aumentare la temperatura di mandata del fluido termovettore all'impianto radiante;
- comandare ad un relè remoto l'attivazione di un eventuale sistema di deumidificazione;
- comandare l'interruzione della circolazione del fluido termovettore nell'impianto radiante, attraverso un relè di blocco pompa o la chiusura della valvola di zona.

Quest'azione deroga qualsiasi altro tipo di controllo atto a mantenere il benessere termigrometrico: si deve rinunciare al controllo della temperatura ambiente, in

quanto l'eventuale formazione di gocce sulle superfici radianti sarebbe fonte di discomfort ben maggiore per l'utenza.

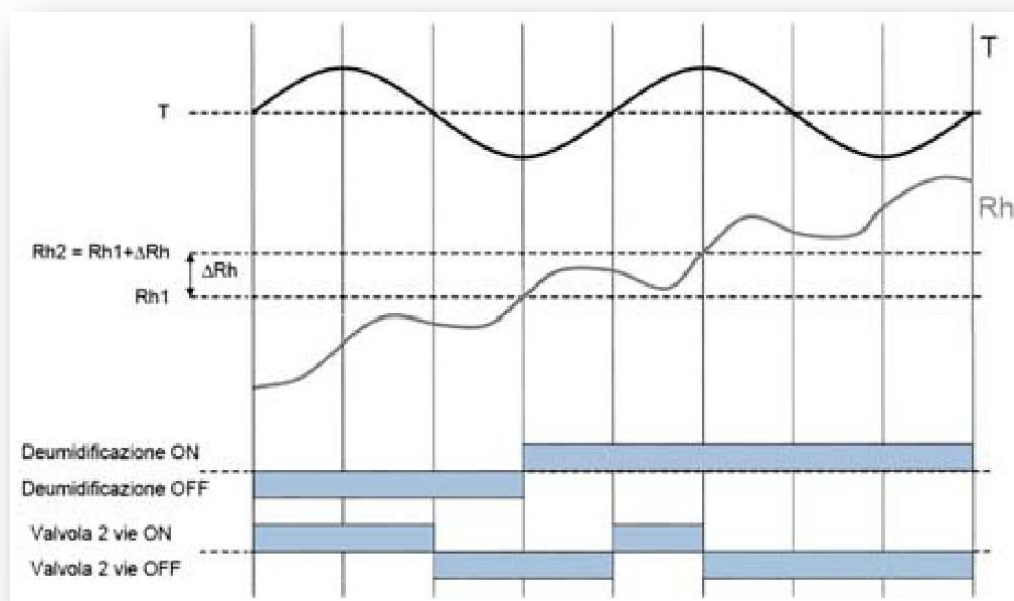


Figura 90. Logica di funzionamento per la regolazione integrata di temperatura (T) ed umidità relativa (Rh) all'interno di un ambiente. Se la temperatura scende sotto al *set-point*, la valvola a due vie chiude per evitare il sottoraffreddamento dell'ambiente. Nel frattempo, l'umidità relativa può eccedere il primo livello di allarme, richiedendo l'attivazione del sistema di deumidificazione. Ristabilita la temperatura, l'inerzia del sistema farà riaprire la valvola a due vie per evitare il surriscaldamento, ma con tale azione, dopo poco tempo, l'umidità relativa riprenderà a salire, nonostante il sistema di deumidificazione sia acceso. Qualora venga superato anche il secondo livello di soglia, viene comandata la chiusura della valvola a due vie, interrompendo il flusso di acqua di raffreddamento entro il circuito.

Il monitoraggio da parte dell'umidostato è costante: anche quando l'impianto di raffreddamento non è attivo, se il livello di umidità relativa in ambiente eccede i limiti impostati, viene comandata l'accensione del sistema di deumidificazione.

Tra i sistemi di deumidificazione più comuni, si segnalano:

- il deumidificatore isoterma (o "isotermico"): l'aria prelevata dall'ambiente attraversa in serie una batteria di pre-raffreddamento, l'evaporatore ed il condensatore di un ciclo frigorifero, ed una batteria di post-raffreddamento; l'aria subisce una deumidificazione ed un raffreddamento ad opera dell'evaporatore, tuttavia il successivo passaggio nel condensatore e nello scambiatore finale ne permette la re-immissione in ambiente a temperatura neutra;
- il deu-climatizzatore: l'aria attraversa una batteria di pre-raffreddamento e l'evaporatore di un ciclo frigorifero, in cui subisce una deumidificazione ed un leggero raffreddamento sensibile; successivamente, può attraversare il condensatore ad aria riportandosi a temperatura neutra, oppure essere immessa direttamente nelle

condizioni di uscita dall'evaporatore (deumidificata e raffreddata), riducendo così il carico termico di cui i pannelli radianti devono farsi carico;

- il ventilconvettore (o "*fancoil*"): l'aria ambiente viene trattata da una batteria di raffreddamento e di deumidificazione in cui tipicamente circola acqua a 7/12 °C; a parità di portata di aria trattata, la capacità di deumidificazione minore dei dispositivi precedenti, però l'impianto radiante viene coadiuvato anche per quanto riguarda la rimozione di calore sensibile;
- l'unità di trattamento aria (UTA): essa è il nucleo di un impianto misto o a tutta aria; ciascun dispositivo presente nella centrale è funzionale al mantenimento di uno specifico parametro termo-igrometrico in ambiente, tra i quali figura anche l'umidità relativa;
- il sistema di ventilazione meccanica controllata (VMC): esso immette aria pulita e deumidificata proveniente dall'esterno ed estrae l'aria carica di inquinanti, scaricandola all'esterno dopo aver effettuato un eventuale recupero termico. Si tratta di un sistema particolarmente conveniente perché provvede contestualmente al controllo della qualità dell'aria e dell'umidità relativa in ambiente.

Finora si è parlato di condensazione superficiale presso le superfici radianti, tuttavia bisogna prevenire tale fenomeno anche in corrispondenza dei punti più critici del sistema di distribuzione, come le tubazioni di adduzione (specie se non sono a tenuta stagna) e le giunzioni del collettore. In questi punti particolarmente freddi vengono installati segnalatori di condensa: essi sono sensori a contatto del tipo "a bracciale", da applicare sulle tubazioni e da collegare alla centralina elettronica. Quest'ultima, se viene rilevata condensa, provvede a mandare in chiusura la valvola miscelatrice e a spegnere la pompa di circolazione a secondary. In alternativa, possono essere adottate protezioni anti-condensa sulle tubazioni, in materiale isolante.



Figura 91. Isolamenti anti-condensa da applicare sulle tubazioni attraversate da acqua refrigerata.

Altre specificazioni peculiari per la termoregolazione nella stagione estiva sono:

- i circuiti radianti dei bagni non devono mai essere attivati in raffrescamento. Talvolta, questa prescrizione è valevole anche per la cucina. La motivazione risiede nel fatto che in questi ambienti può accadere che l'umidità relativa e quindi il punto di rugiada aumentino velocemente, sottoponendo a rischio di condensa le superfici raffrescanti;
- nella modalità di funzionamento "vacanze" l'impianto radiante viene completamente spento, senza limitazione all'eventuale surriscaldamento (diversamente da quanto accade nella stagione di riscaldamento, in cui è presente la protezione antigelo);
- per aumentare il grado di sicurezza nei confronti dei problemi di condensazione superficiale, è possibile installare una sonda di temperatura sulla superficie radiante (pavimento o soffitto).

La commutazione della modalità operativa dal riscaldamento al raffrescamento può avvenire in maniera:

- manuale con selettore frontale da termostato, cronotermostato, interfaccia utente, o centralina elettronica digitale, a seconda del kit di termoregolazione;
- automatica, in funzione della temperatura esterna (valore di soglia: 15 °C).

A conclusione di questo paragrafo, in uniformità con quanto fatto anche nelle sezioni precedenti, si intende illustrare brevemente gli schemi di connessione idraulica e/o elettrica di kit di termoregolazione per impianti radianti a funzionamento bistagionale, per esemplificare le già descritte modalità di controllo in fase di raffrescamento.

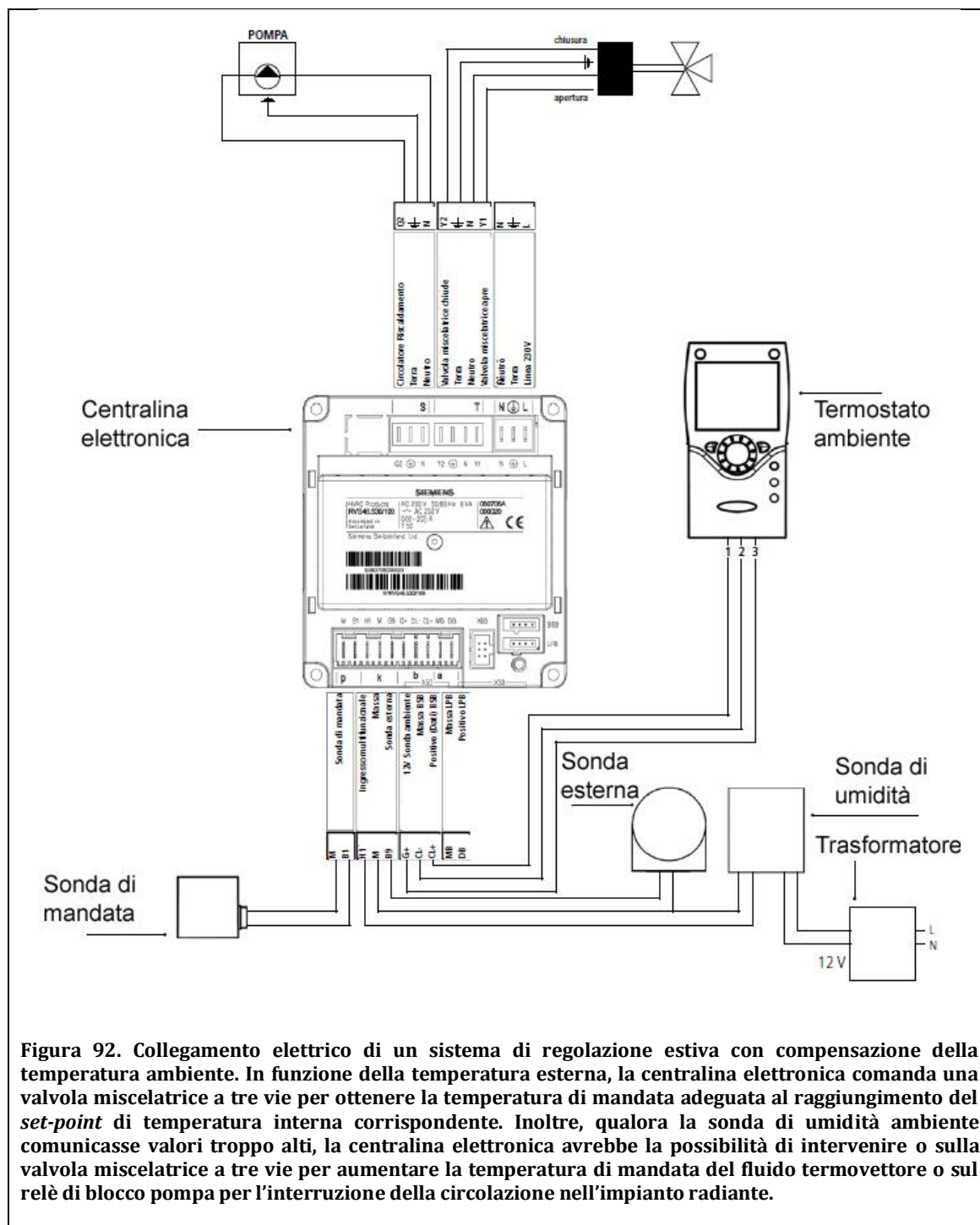


Figura 92. Collegamento elettrico di un sistema di regolazione estiva con compensazione della temperatura ambiente. In funzione della temperatura esterna, la centralina elettronica comanda una valvola miscelatrice a tre vie per ottenere la temperatura di mandata adeguata al raggiungimento del *set-point* di temperatura interna corrispondente. Inoltre, qualora la sonda di umidità ambiente comunicasse valori troppo alti, la centralina elettronica avrebbe la possibilità di intervenire o sulla valvola miscelatrice a tre vie per aumentare la temperatura di mandata del fluido termovettore o sul relè di blocco pompa per l'interruzione della circolazione nell'impianto radiante.

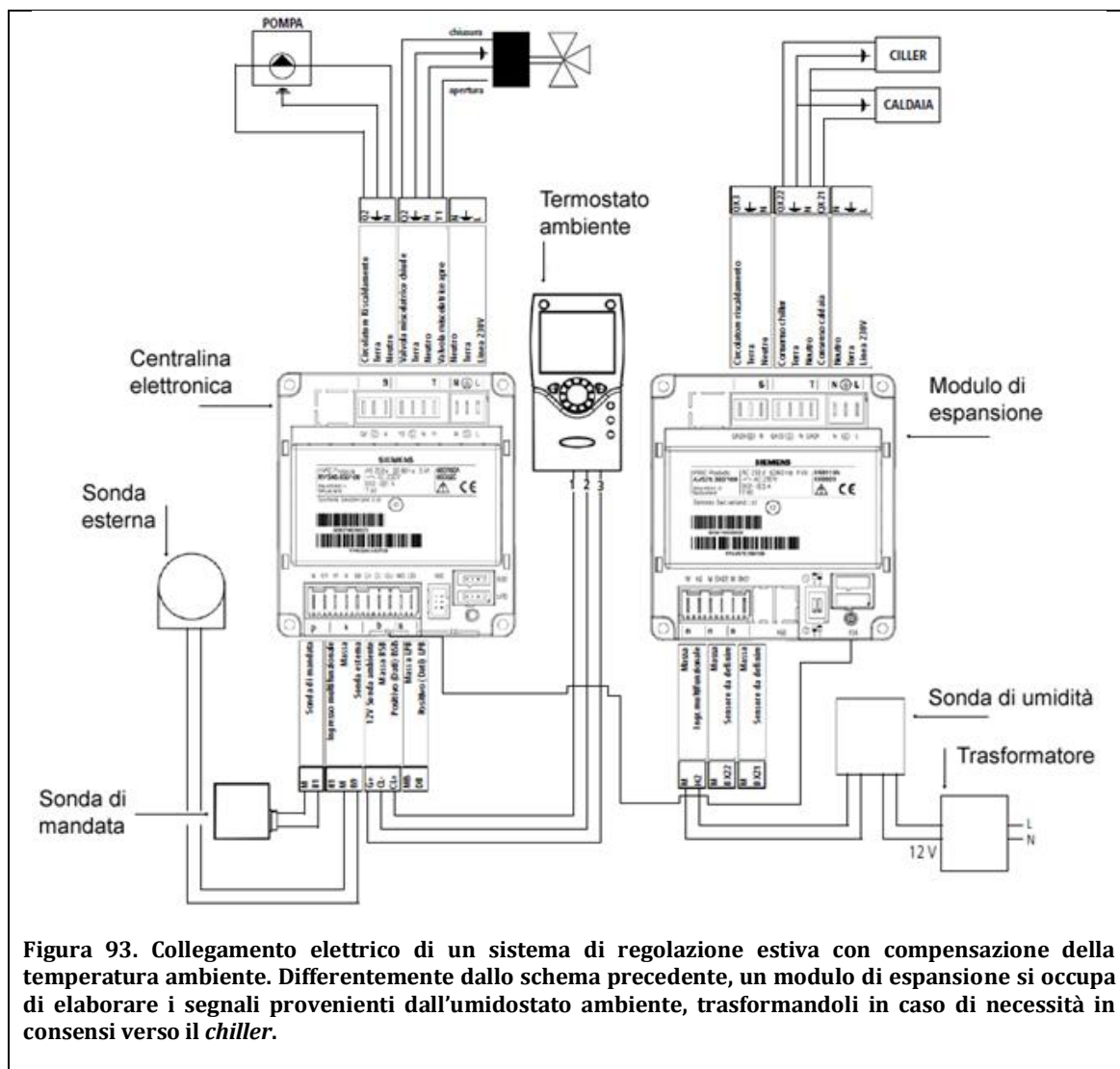
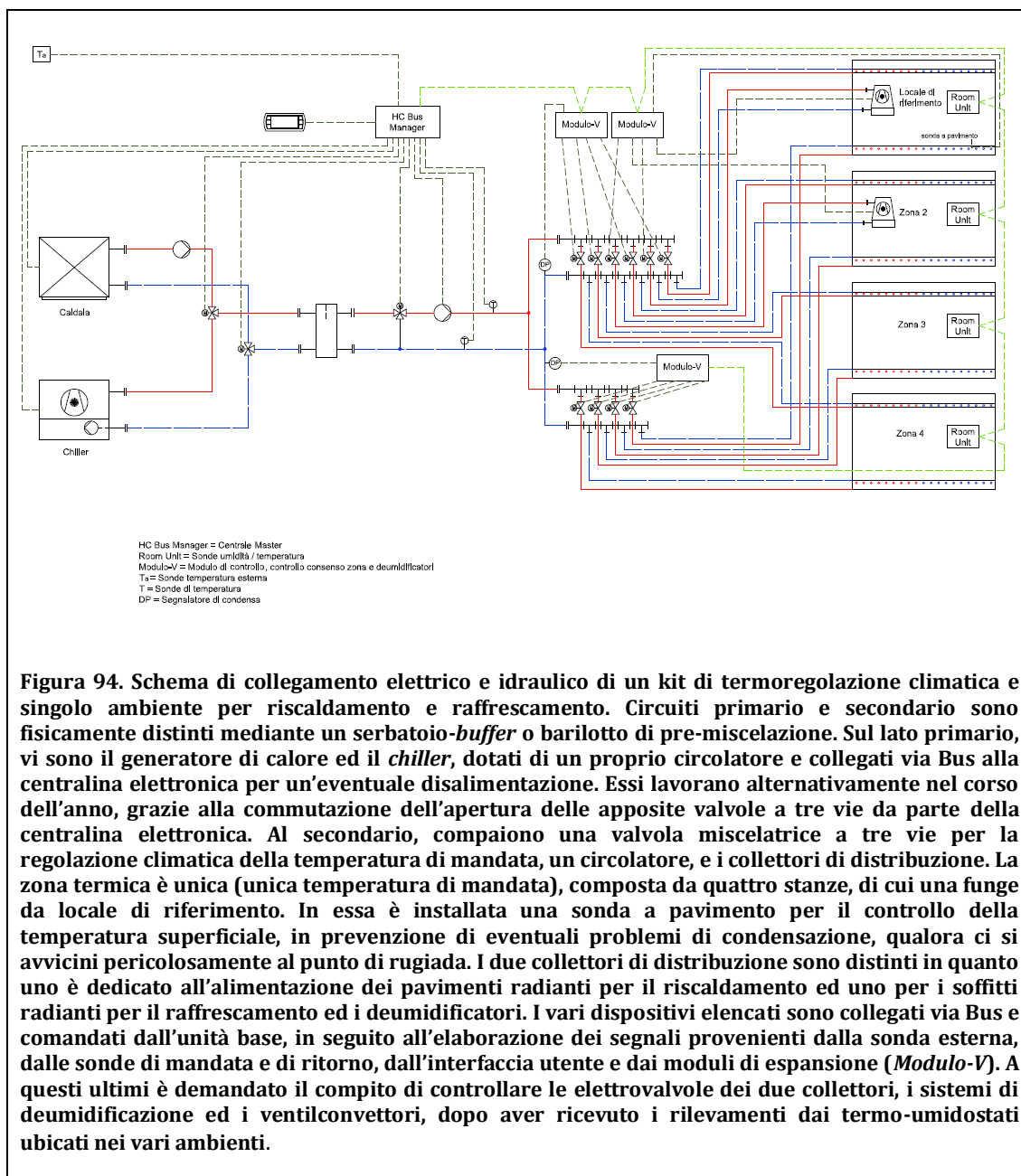


Figura 93. Collegamento elettrico di un sistema di regolazione estiva con compensazione della temperatura ambiente. Differentemente dallo schema precedente, un modulo di espansione si occupa di elaborare i segnali provenienti dall'umidostato ambiente, trasformandoli in caso di necessità in consensi verso il *chiller*.



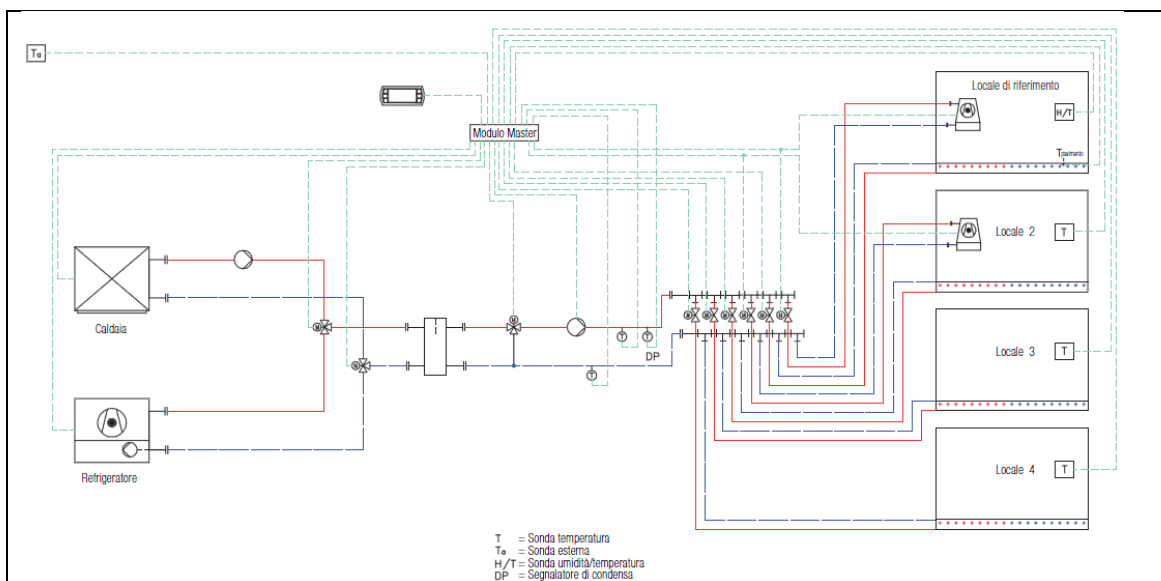


Figura 95. Schema di collegamento elettrico e idraulico di un kit di termoregolazione climatica e singolo ambiente per riscaldamento e raffrescamento. La zona termica è unica, composta da quattro locali, di cui tre sono dotati di termostato ambiente, mentre quello di riferimento è fornito di un termo-umidostato e di una sonda a pavimento. Rispetto allo schema precedente, poiché stavolta il controllo dell'umidità avviene in un unico vano e mancano i collettori per il radiante a soffitto, è sufficiente una centralina elettronica digitale per il controllo dell'impianto, senza moduli di espansione aggiuntivi.

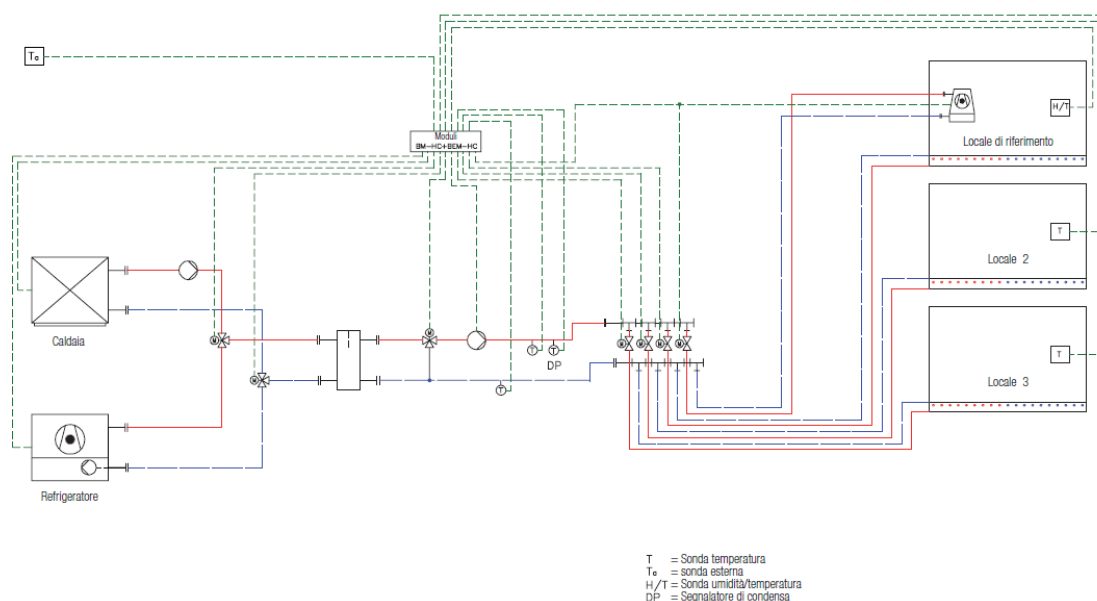


Figura 96. Schema di collegamento elettrico e idraulico di un kit di termoregolazione climatica e singolo ambiente per riscaldamento e raffrescamento. La zona termica è unica, il radiante è solo a pavimento e pertanto è sufficiente un solo collettore di distribuzione. Delle tre stanze, una è assunta come locale di riferimento e in essa viene posto un termo-umidostato che, in seguito all'elaborazione da parte della centralina elettronica digitale, può attivare il deumidificatore. Negli altri locali sono installati solo dei termostati ambiente, senza la possibilità di rilevare l'umidità. Tutti i segnali provenienti dalle sonde di temperatura (interna, esterna, di mandata, di ritorno) e di umidità vengono raccolti dall'unità base, la quale comanda l'accensione di caldaia o refrigeratori, la valvola di miscelazione a tre vie, la pompa lato radiante e gli attuatori elettrotermici posti sulle testine del collettore di distribuzione.

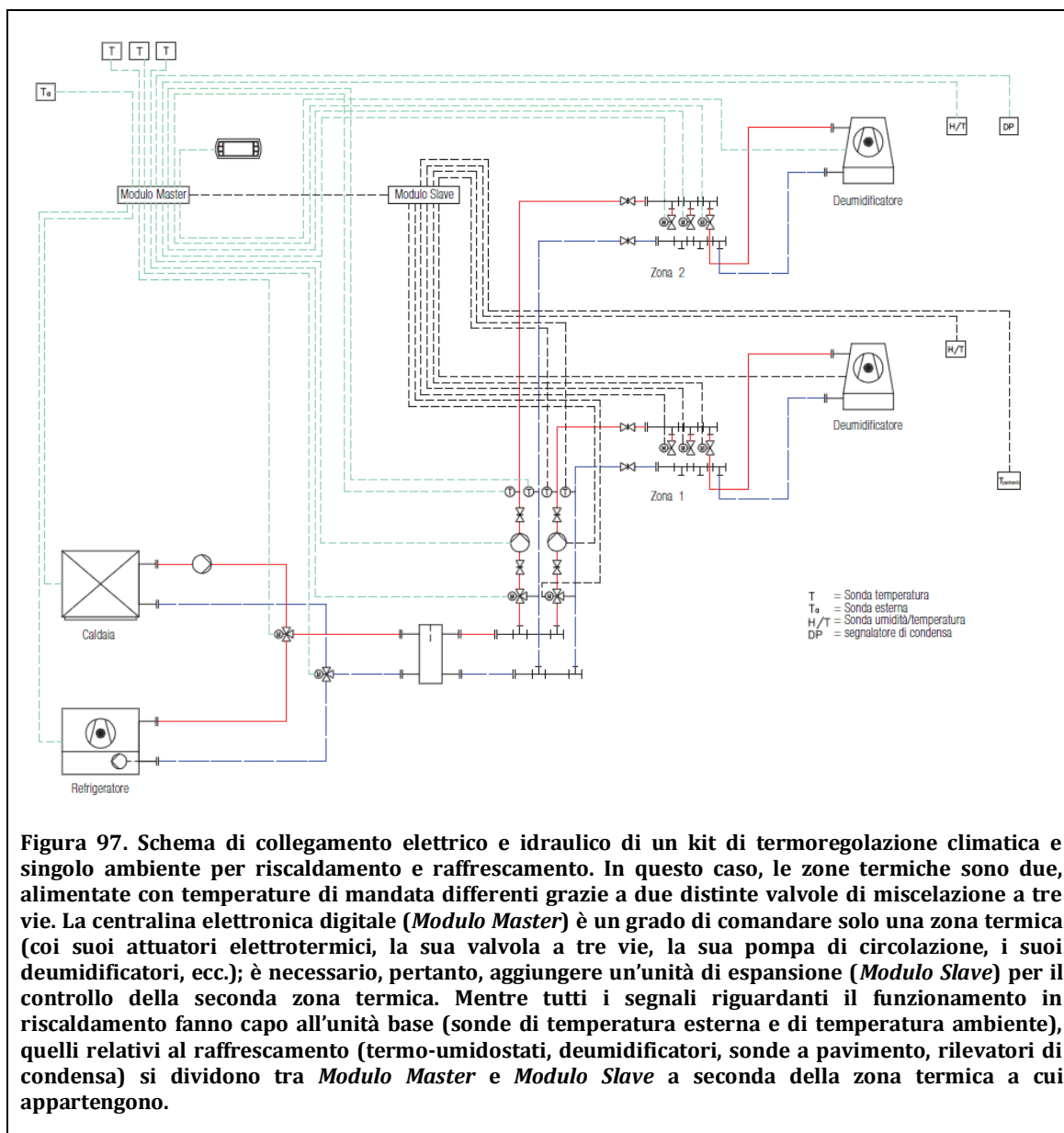


Figura 97. Schema di collegamento elettrico e idraulico di un kit di termoregolazione climatica e singolo ambiente per riscaldamento e raffrescamento. In questo caso, le zone termiche sono due, alimentate con temperature di mandata differenti grazie a due distinte valvole di miscelazione a tre vie. La centralina elettronica digitale (*Modulo Master*) è in grado di comandare solo una zona termica (coi suoi attuatori elettrotermici, la sua valvola a tre vie, la sua pompa di circolazione, i suoi deumidificatori, ecc.); è necessario, pertanto, aggiungere un'unità di espansione (*Modulo Slave*) per il controllo della seconda zona termica. Mentre tutti i segnali riguardanti il funzionamento in riscaldamento fanno capo all'unità base (sonde di temperatura esterna e di temperatura ambiente), quelli relativi al raffrescamento (termo-umidostati, deumidificatori, sonde a pavimento, rilevatori di condensa) si dividono tra *Modulo Master* e *Modulo Slave* a seconda della zona termica a cui appartengono.

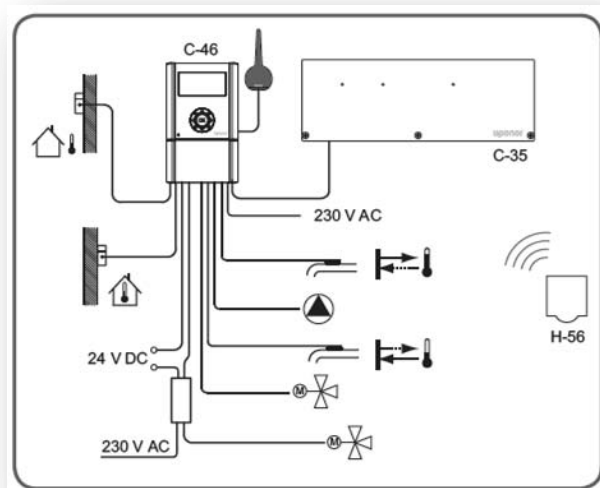


Figura 98. Regolatore climatico distinto dalla centralina elettronica digitale per la termoregolazione in riscaldamento ed in raffreddamento. In questo caso, il regolatore climatico riceve via cavo i segnali da parte della sonda esterna e della sonda interna (compensazione dinamica), comandando la valvola miscelatrice a tre vie posta in centrale oppure a monte del collettore, oppure la pompa di iniezione. Inoltre, vengono raccolti i segnali in radiofrequenza dagli umidostati dislocati nelle varie stanze, verificando che la temperatura di mandata all'impianto ecceda la temperatura di rugiada di ogni locale. Infine, il regolatore climatico comunica via cavo con un'unità base, per consentire una regolazione locale in portata, agendo nella cassetta dei collettori di distribuzione.

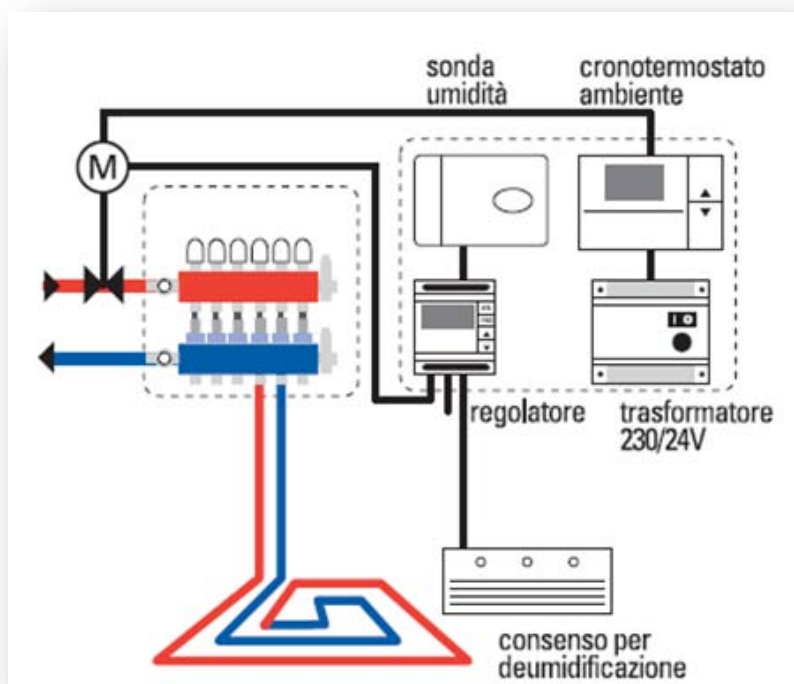


Figura 99. Regolazione di zona in fase di raffreddamento. Il cronotermostato ambiente, alimentato a 24 V, garantisce che non si verifichi il sottoraffreddamento a livello locale, potendo modulare la portata fluente nei circuiti agendo sul servomotore della valvola di zona posta a monte del collettore di mandata. Vi è poi un regolatore che, in base ai valori di umidità in ambiente rilevati dalla sonda, garantisce che non avvenga il fenomeno della condensazione superficiale, potendo intervenire su due livelli: in prima battuta, può attivare il sistema di deumidificazione, e poi, se necessario, interrompere la circolazione del fluido termovettore nell'impianto radiante, mandando in chiusura la valvola di zona, perdendo però la possibilità di controllare la temperatura ambiente.



Figura 100. Componenti del sistema di regolazione descritto nella Figura 99.

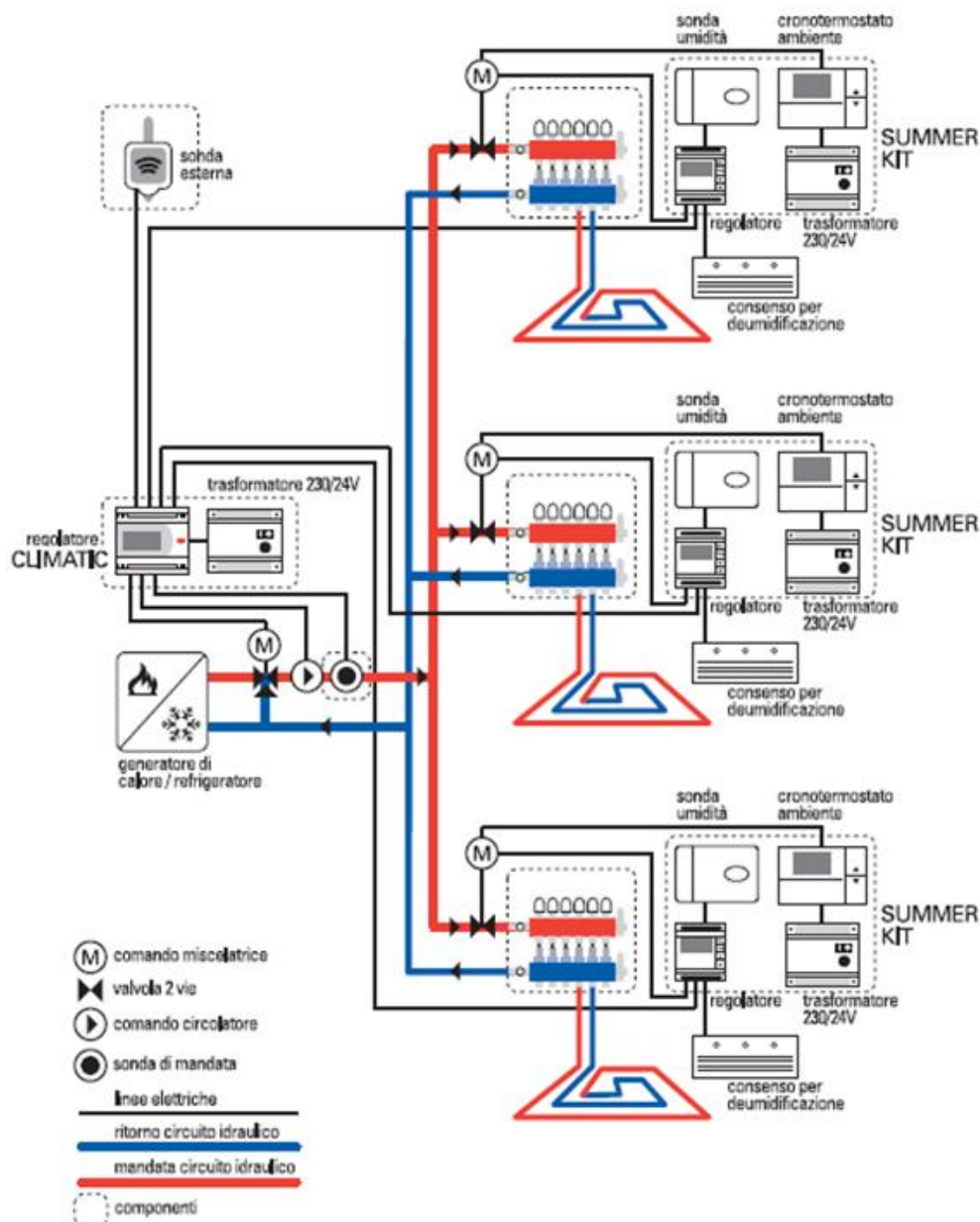


Figura 101. Schema completo di regolazione nella stagione di raffrescamento. Oltre alla regolazione locale già descritta (*Summer Kit*), è rappresentato il regolatore climatico operante a monte: esso, alimentato a 24 V, riceve la lettura della temperatura esterna dalla relativa sonda, muovendo il servomotore della valvola miscelatrice a tre vie in modo da seguire la curva di compensazione estiva (*set-point* di temperatura ambiente variabile).

2.5 Circolatori

Le pompe sono macchine operatrici idrauliche preposte alla movimentazione del fluido termovettore entro gli impianti di distribuzione: esse devono fornire una prevalenza (o pressione differenziale) tale da far circolare nell'impianto la portata desiderata, bilanciando gli attriti incontrati nel percorso e gli eventuali salti geodetici (nel caso dei circuiti aperti).

Il principio di funzionamento richiede il trascinamento da parte di un motore elettrico: quest'ultimo, alimentato con corrente elettrica, mette a disposizione all'albero la potenza meccanica necessaria per la rotazione della pompa. Quest'ultima, a sua volta, attraverso l'interazione delle pale del rotore con le particelle di liquido, trasmetterà al fluido una determinata potenza idraulica, con un certo rendimento di conversione della potenza meccanica assorbita all'asse.

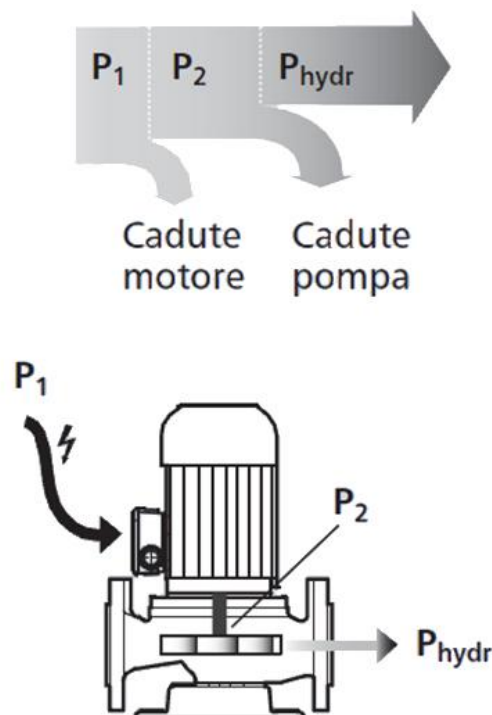


Figura 102. Diagramma di flusso della potenza con l'indicazione delle perdite di tipo elettrico ed idraulico (sopra) e rappresentazione schematica del punto in cui i vari tipi di potenza vengono sviluppati e/o trasmessi.

La potenza idraulica è dunque la potenza utile trasferita dalla girante della pompa al fluido termovettore, e può essere calcolata con la seguente formula:

$$P_{hydr} = Q \cdot H \cdot \rho \cdot g$$

dove:

Q [m³/s] = portata volumetrica di fluido termovettore²⁴;

H [m.c.l.] = prevalenza o pressione differenziale fornita dalla pompa²⁵;

ρ [kg/m³] = densità del fluido termovettore;

g [m/s²] = accelerazione gravitazionale.

Alternativamente, si può far riferimento alla portata di massa di fluido termovettore \dot{m} [kg/s], inglobando in un'unica grandezza il prodotto $Q \cdot \rho$.

Come detto, la potenza idraulica risulta dalla conversione della potenza meccanica, secondo la seguente relazione:

$$P_{hydr} = P_2 \cdot \eta_{hydr}$$

dove:

P_2 [W] = potenza meccanica resa disponibile dal motore all'albero;

η_{hydr} = rendimento idraulico della pompa.

A sua volta, la potenza meccanica fornita dal motore trae origine dall'alimentazione elettrica, come descritto dalla seguente equazione:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{mecc}$$

dove:

P_1 [W] = potenza elettrica assorbita dal motore;

η_{hydr} = rendimento elettrico del motore.

È dunque possibile definire un rendimento globale per il sistema di pompaggio:

²⁴ Le unità di misura più comuni sono i [m³/h] e i [l/s], tuttavia entrambe richiedono fattori di conversione per ottenere la potenza idraulica in [W].

²⁵ Affinché la potenza idraulica risulti in [W], la prevalenza deve essere fornita in metri di colonna liquida [m.c.l.]. Essa può essere indicata alternativamente con H o con Δz . Nel caso in cui si intenda esprimerla in termini di pressione ([bar], [atm], [kPa], ecc.) bisogna definire la grandezza Δp come prodotto di $H \cdot \rho \cdot g$.

$$\eta = \eta_{hydr} \cdot \eta_{mecc} = \frac{P_{hydr}}{P_1}$$

Il rendimento globale viene sovente riportato nei diagrammi portata-prevalenza recanti la curva caratteristica della pompa. La curva del rendimento assume la tipica forma a campana, annullandosi a portata nulla e a portata massima, ed individuando un punto a massimo rendimento (BEP, *Best Efficiency Point*), spesso segnalato con un angolino sulla curva caratteristica. È evidente che bisognerebbe scegliere sempre una pompa le cui condizioni effettive di funzionamento coincidano con quelle aventi rendimento massimo. Entrambe le curve di interesse vengono definite per un ben preciso valore della velocità di rotazione n , espressa in [rpm], cioè *rotation per minute*, oppure in [s⁻¹]: al diminuire di questo parametro, le curve si avvicinano all'origine degli assi, dando origine ad una famiglia di curve per ciascuna pompa.

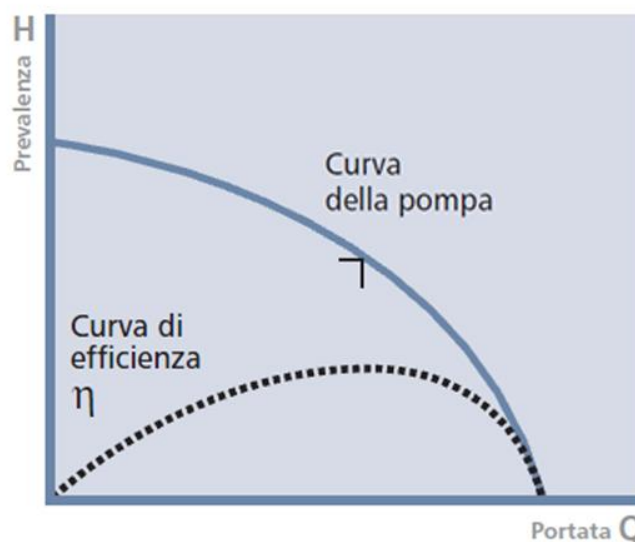


Figura 103. Curva caratteristica portata-prevalenza e curva del rendimento di una pompa centrifuga.

Un'ultima grandezza utile per la caratterizzazione delle pompe traccinate da motore elettrico è l'NPSH (*Net Positive Suction Head*, o "altezza totale netta disponibile all'aspirazione"): essa rappresenta il valore minimo di pressione alla bocca di aspirazione, al di sotto del quale la pompa non presenta più un funzionamento regolare dal punto di vista idraulico e, conseguentemente, meccanico. In particolare, qualora la pressione del liquido aspirato all'ingresso del circolatore risulti inferiore alla tensione di vapore caratterizzante il fluido a quella temperatura, avviene la formazione di vapore con successiva cavitazione della pompa. Questo fenomeno è fortemente deleterio nei confronti dei materiali della pompa, ed inoltre è fonte di rumorosità e di vibrazioni, perciò va evitato per

preservare la durata di vita della stessa. L'NPSH cresce con la portata (diminuisce la capacità di aspirazione all'aumentare della portata), dipende dalla velocità di rotazione, mentre è invariante rispetto al diametro della girante.

In genere, i produttori mettono a disposizione, per i diversi tipi di pompe e per le diverse possibili velocità di rotazione, le curve caratteristiche portata-prevalenza, corredate dalle curve di rendimento, di potenza assorbita e, spesso, anche da quelle relative all'NPSH (Figura 104).

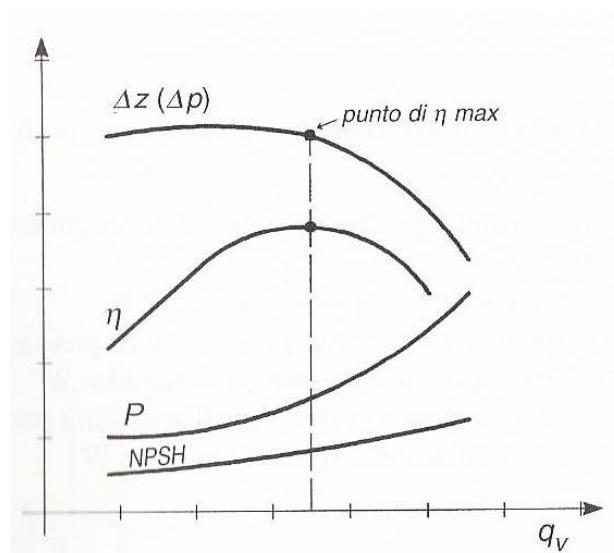


Figura 104. Diagramma descrittivo delle prestazioni di una pompa centrifuga.
Sono tracciate, in funzione della portata, le curve di prevalenza, rendimento, potenza assorbita e NPSH, per una data velocità di rotazione.

Poiché negli impieghi più comuni gli impianti termotecnici richiedono portate e prevalenze medio-piccole ed il fluido termovettore è poco viscoso, le pompe utilizzate sono tutte di tipo centrifugo, a rotore bagnato oppure con motore a secco. Circostanziando la trattazione alle pompe inserite negli impianti di regolazione e distribuzione a servizio dei sistemi radianti, si può identificare come unica categoria di interesse la prima tra le due menzionate.

I circolatori a rotore bagnato si basano su una tecnologia a rotore stagno: pompa e motore formano un gruppo integrato, privo di una tenuta a baderna o di una tenuta meccanica, e dotato di sole guarnizioni come tenuta. Per questo motivo, il liquido pompato ricircola all'interno della scatola del rotore, raffreddando il motore e lubrificando i cuscinetti. Le pompe a rotore bagnato sono semplici, a prova di perdite e relativamente economiche. Tuttavia, in un raffronto con le pompe con motore a secco, bisogna considerare la durata inferiore e la minore efficienza energetica, pertanto il calcolo finale non è necessariamente favorevole. Inoltre, le pompe a rotore bagnato sono più sensibili ai detriti nel liquido pompato e non possono essere utilizzate con fluidi aggressivi. Le pompe a rotore bagnato devono sempre essere installate con l'albero motore in posizione orizzontale, in

quanto il motore è lubrificato dal mezzo pompato e l'installazione in verticale potrebbe non garantire una lubrificazione sufficiente. Inoltre, per evitarne il possibile blocco, le pompe di questo tipo devono essere messe in funzione almeno ogni due settimane.

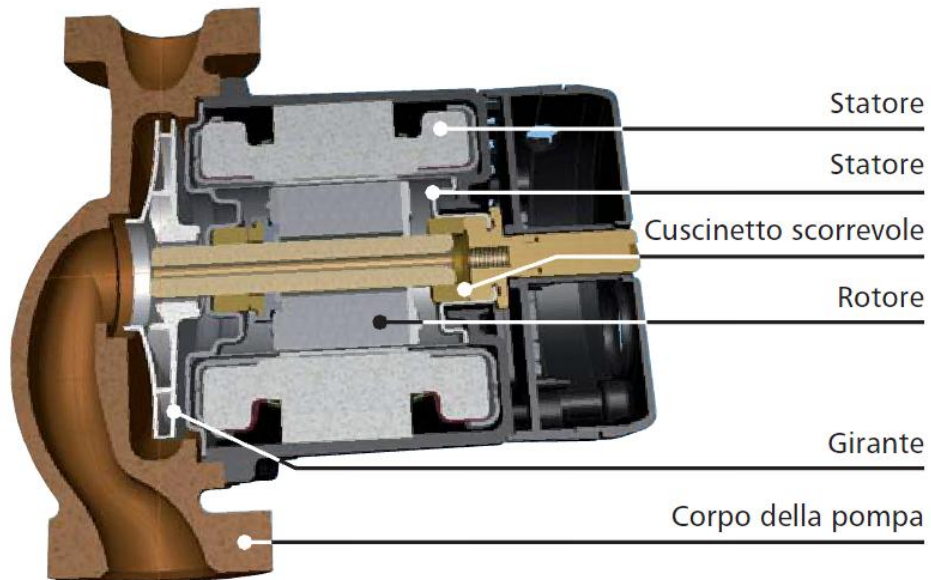
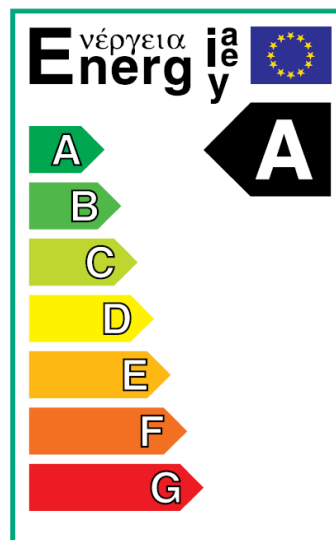


Figura 105. Sezione di una pompa centrifuga a rotore bagnato con indicazione dei principali componenti.

L'Unione Europea aveva introdotto un sistema di classificazione energetica per circolatori a rotore bagnato fino ai 2.5 kW. In seguito al recepimento della Direttiva Europea 2005/32/CE, in commercio oggi esistono dei circolatori in classe energetica A.



2.5.1 Direttiva europea *Eco-Design*

Il regolamento (CE) 641/2009 e la successiva modifica (UE) 622/2012 traducono in termini applicativi quanto disposto dalla Direttiva Europea 2005/32/CE in merito alla “progettazione ecocompatibile dei circolatori senza premistoppa indipendenti e dei circolatori senza premistoppa integrati in prodotti”. La Direttiva Europea 2005/32/CE, nota come EuP (*Energy Using Products*) o *Direttiva Eco-Design*, è di carattere più generale e fornisce indicazioni per la progettazione di tutti i dispositivi che consumano energia. Nel 2009, essa è stata sostituita dalla nuova direttiva 2009/125/CE, nota come ErP (*Energy Related Products*), e recante vincoli che devono essere rispettati in senso lato da tutti i prodotti connessi all’energia. Lo scopo di queste disposizioni è la riduzione per il 2020 del 12% del consumo energetico del 2007, per un risparmio complessivo di 341 TWh.

Per quanto concerne il comparto dei circolatori a rotore bagnato²⁶, i due regolamenti della Commissione Europea hanno fissato una serie di scadenze cui i produttori devono adeguarsi, secondo la seguente programmazione:

- Fase 1: dal 1 gennaio 2013 i circolatori indipendenti devono essere di classe A; il limite per accedervi è ridotto da un valore di EEI di 0.40 ad un valore di 0.27;
- Fase 2: dal 1 agosto 2015 i circolatori indipendenti ed integrati di nuova installazione devono soddisfare un EEI massimo di 0.23;
- Fase 3: dal 1 gennaio 2020 la sostituzione di circolatori integrati in altri prodotti devono avvenire con nuovi apparecchi dall’EEI massimo di 0.23.

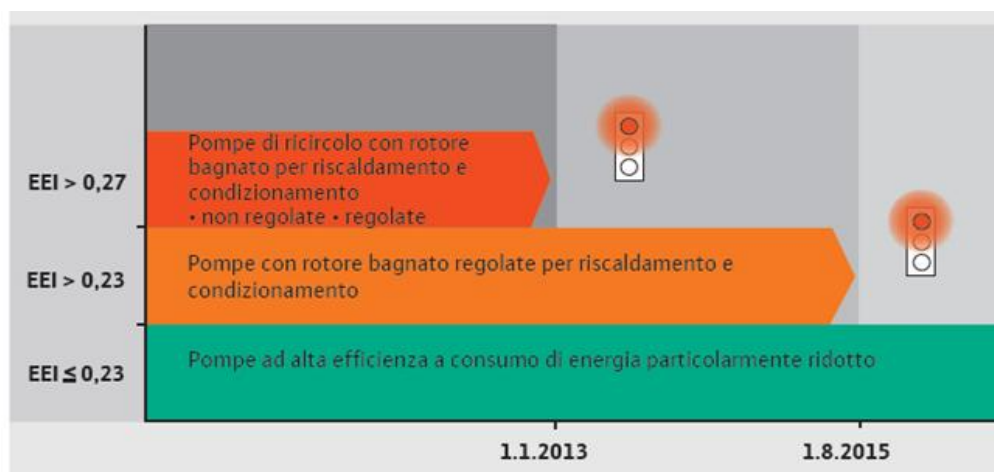


Figura 106. Scadenze previste dal regolamento (CE) 641/2009 per circolatori a rotore bagnato.

²⁶ Il regolamento (CE) parla di “circolatori senza premistoppa”, intesi come quelli in cui l’albero motore è direttamente accoppiato alla girante e il cui rotore è immerso nella sostanza pompata. A sua volta, si discerne tra circolatori “indipendenti” da quelli “integrati”. I primi sono progettati per essere installati all’esterno del dispositivo di cui sono posti a servizio (esempio: generatore di calore) e per funzionare in maniera autonoma rispetto ad esso. Gli altri sono invece progettati in quanto parte di un prodotto (ad esempio: l’alloggiamento della pompa è montato internamente alla stazione solare o al generatore di calore), e la loro regolazione non può essere distinta da quella del dispositivo.

L'EEI (*Energy Efficiency Index*), noto anche come IEE (Indice di Efficienza Energetica) è il parametro definito dal regolamento (CE) 641/2009 per valutare la bontà del circolatore in rapporto al suo consumo energetico, una volta stabilito un profilo di carico standard (percentuale di tempo nella quale viene elaborata una portata pari al 25%, 50%, 75% o 100% del valore di portata corrispondente al punto in cui il prodotto $Q \cdot H$ è massimo). L'indice assume forma percentuale in quanto vengono rapportate le prestazioni del circolatore in esame a quelle di una pompa di riferimento media. Minore è l'indice, maggiore è l'efficienza della pompa.

Il parametro EEI ha rimpiazzato da gennaio 2013 la classica suddivisione in classi energetiche, in quanto le scadenze citate autorizzano al commercio di una ristretta sezione di quella che era la classe A. I valori di EEI massimi (detti MEI) vengono istituiti in maniera che, al momento della loro definizione, solo il 20% dei circolatori disponibili rientri nella soglia di riferimento. I circolatori meno efficienti sono così messi al bando dal commercio europeo: i criteri di eco-design sono parte integrante della dichiarazione di conformità (marchio CE), requisito necessario perché un prodotto possa essere venduto all'interno dell'Unione Europea. Tuttavia, non vengono richiesti sforzi economici sproporzionati: grazie ad un risparmio di energia del 70-80% rispetto ai circolatori tradizionali, i tempi di ritorno dell'investimento risultano notevolmente ridotti.

2.5.2 Circolatori a velocità costante

I circolatori tradizionali²⁷ sono mossi da motori elettrici asincroni a numero di giri fisso, in genere a due poli e con rotore a gabbia di scoiattolo.

La curva resistente dell'impianto descrive la resistenza interna incontrata dal fluido termovettore circolante nel sistema: sia le perdite di tipo concentrato (valvole, curve, filtri, sonde, ecc.), sia quelle di tipo distribuito (attriti del fluido lungo le pareti interne delle condutture). Poiché generalmente un impianto è a circuito chiuso, non è necessario superare alcuna prevalenza geodetica, ma soltanto queste perdite per attrito. Le perdite concentrate dipendono dal numero di curve e valvole presenti nelle condutture ed aumentano con la velocità del liquido, mentre le perdite nelle sezioni diritte delle condutture dipendono dalla velocità del liquido e dalla lunghezza, dal diametro e dalla rugosità relativa delle tubazioni. In generale, si può affermare che le perdite per attrito, siano esse continue che localizzate, aumentano con legge quadratica all'aumentare della velocità, da cui la forma parabolica della curva resistente del circuito. Naturalmente, al variare delle condizioni di funzionamento, muta la pendenza di questa curva. Il punto di lavoro del sistema è dato dall'intersezione della curva resistente con la caratteristica della pompa, e perciò è vincolato a muoversi lungo

²⁷ Anche noti come circolatori a giri costanti, a portata costante /fissa, o circolatori non regolati.

quest'ultima. Se, per esempio, diminuisce la richiesta di riscaldamento, le valvole di regolazione della portata vanno in chiusura, diminuendo il flusso circolante nell'impianto, e facendo registrare forti incrementi della prevalenza. La ragione di questo comportamento è la tipica concavità rivolta verso il basso di tutte le curve caratteristiche portata-prevalenza dei circolatori.

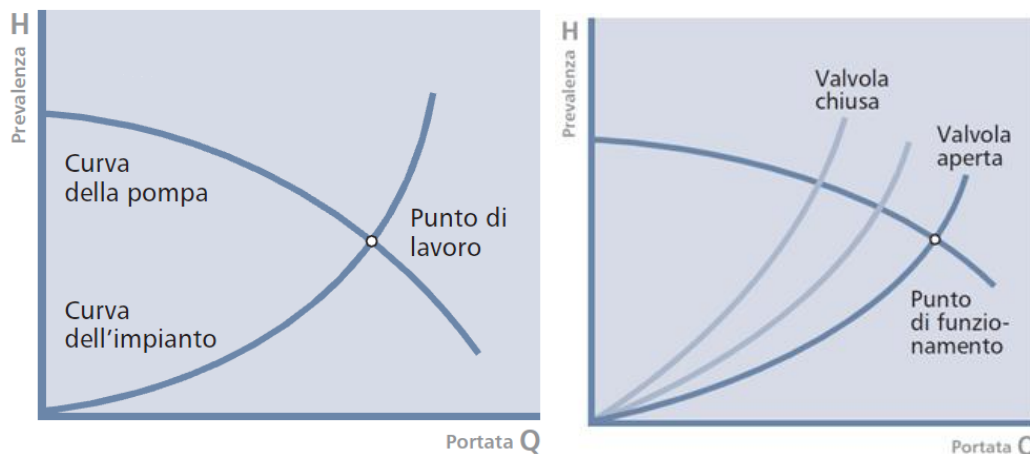


Figura 107. Individuazione del punto di lavoro come intersezione delle curve caratteristiche di pompa ed impianto (sinistra) e variazione della sua posizione in funzione della resistenza offerta dal circuito (destra).

Ne conseguono alcuni risvolti indesiderati:

- l'aumento della rumorosità dell'impianto, in particolare presso le valvole;
- il rendimento globale si riduce, imponendo maggiori consumi di energia elettrica;
- alle basse portate le pompe lavorano "fuori campo", cioè sotto sforzo, con bassa resa e possibile rischio di bruciatura.

Per limitare questi e altri inconvenienti, è prassi, negli impianti termotecnici, impiegare pompe con curve caratteristiche abbastanza ripide. In questo modo:

- le variazioni di portata cui è soggetto l'impianto quando gli organi di regolazione vanno in chiusura o in modulazione non comportano una variazione troppo accentuata della prevalenza sviluppata dalla pompa;
- eventuali errori di calcolo delle resistenze del circuito non comportano la circolazione di una portata molto diversa da quella prevista dal calcolo di progetto.

Le pompe a velocità fissa, perciò, trovano impiego negli impianti caratterizzati da un carico perlopiù costante: in questo caso, anche le portate si muoveranno entro un limitato *range*, assicurando che il punto di lavoro non differisca per $\pm 10\%$ rispetto a quello di massimo rendimento. Qualora il carico termico presenti maggior variabilità, è opportuno orientarsi verso soluzioni a geometria variabile (diametro della girante) o a velocità di rotazione variabile.

2.5.3 Circolatori a velocità variabile²⁸

a. Con velocità regolabile manualmente

La pompa è dotata di variatore del numero di giri del motore con comando manuale: la commutazione avviene agendo sull'interruttore graduato a scatti, selezionando tra un numero finito di velocità disponibili (nella quasi totalità dei casi, esse sono due o tre). Il selettore di velocità non è altro che un potenziometro inserito nella morsettiera assiale sul lato frontale della pompa.

La selezione della curva massima è raccomandata nei periodi in cui la richiesta di portata è più consistente (ad esempio, impianti in cui la priorità è data all'acqua calda sanitaria). La regolazione a curva minima può invece essere impiegata in periodi in cui è necessaria una portata minima (ad esempio, funzionamento notturno manuale).



Figura 108. Pompa a velocità regolabile manualmente. Particolare del selettore di velocità.

Il beneficio legato ad una riduzione della velocità di rotazione del gruppo di pompaggio risulta evidente richiamando le leggi di affinità (o “leggi di similitudine”), le quali correlano le tre grandezze caratteristiche della pompa centrifuga (portata volumetrica, prevalenza, potenza idraulica) al numero di giri dell'albero motore.

Dette n_1 e n_2 due tra le possibili velocità di rotazione della pompa, valgono le seguenti relazioni:

²⁸ Anche noti come circolatori a giri variabili, a portata variabile, a prevalenza variabile.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^1$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

$$\eta_1 \cong \eta_2$$

In altri termini, dimezzando la velocità della pompa:

- la portata volumetrica si riduce del 50%;
- la prevalenza si riduce del 75%;
- la potenza idraulica, ma anche quella meccanica e quindi quella elettrica assorbita, si riducono dell'87.5%;
- il rendimento, con buona approssimazione, resta costante.

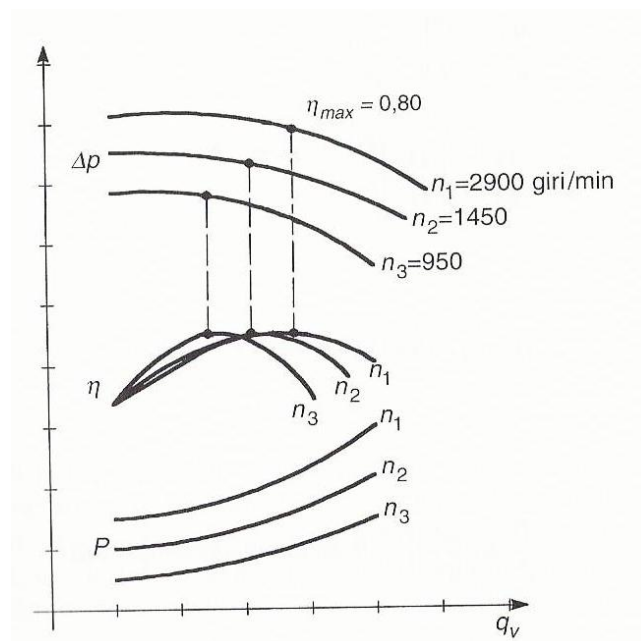


Figura 109. Famiglie di curve di prevalenza, rendimento e potenza assorbita dalla pompa, in funzione della portata volumetrica e parametrizzate secondo la velocità di rotazione.

Si intuisce, perciò, l'entità dei margini di risparmio energetico e monetario correlata ad un adattamento della velocità della pompa alle condizioni dell'impianto. Tuttavia, poiché il selettore viene regolato con azione manuale ed il numero delle velocità selezionabili è limitato, risulta impossibile adeguare con costanza e precisione le prestazioni della pompa alla mutevolezza del fabbisogno energetico di cui l'impianto deve farsi carico.

b. Elettroniche²⁹

Nelle pompe con controllo elettronico, la velocità di rotazione viene regolata automaticamente per ottenere la portata richiesta in funzione della richiesta termica istantanea. In questo caso, l'inseguimento del fabbisogno non necessita di continui aggiustamenti manuali sulla pompa, bensì è essa stessa ad adattare autonomamente le proprie prestazioni, selezionando la velocità relativa alla curva caratteristica che soddisfi la domanda con la minima prevalenza: in tal modo, si garantisce il comfort ottimale con un consumo energetico minimo. Quando aumenta il fabbisogno, la pressione tenderebbe a diminuire e la pompa aumenta la velocità per compensarla. Quando diminuisce il fabbisogno, la pressione aumenta e la pompa riduce la velocità per mantenere la pressione al livello corretto.

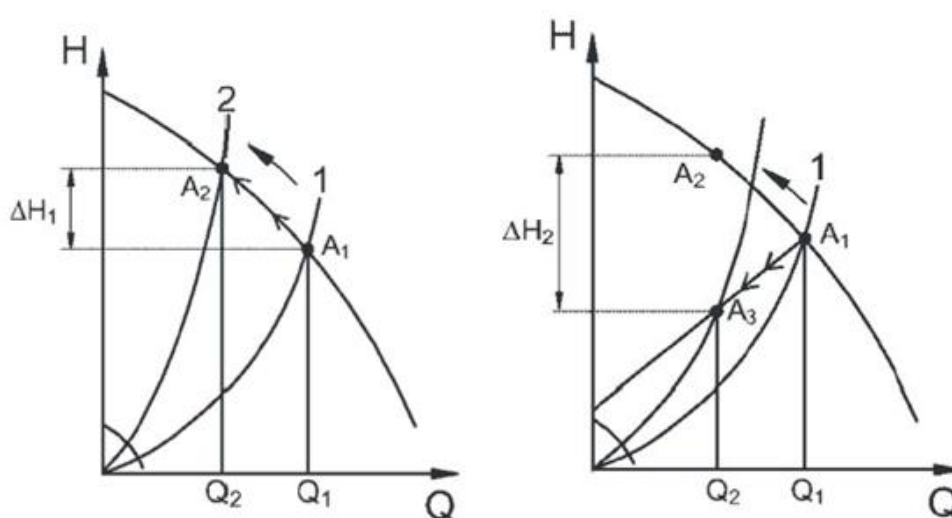


Figura 110. Confronto tra una pompa non regolata (a velocità fissa) ed una pompa regolata (a velocità variabile). Nel caso in cui il fabbisogno termico diminuisca, le valvole dell'impianto vanno in chiusura riducendo la portata da Q_1 a Q_2 . Se la pompa è a velocità fissa (Figura di sinistra), il punto di lavoro si muove lungo la curva caratteristica (da A_1 ad A_2), subendo inevitabilmente un aumento di prevalenza pari a ΔH_1 . Se la pompa è a velocità variabile (Figura di destra), il punto di lavoro segue una legge prefissata (in questo caso lineare) tale da ridurre la prevalenza contestualmente alla portata (da A_1 ad A_3). Rispetto al caso della pompa non regolata, la pressione differenziale si riduce di ΔH_2 , segmento proporzionale al risparmio energetico realizzato.

Esistono diverse logiche secondo cui l'elettronica può regolare la velocità della pompa:

i. Modalità a pressione costante (Δp -c)

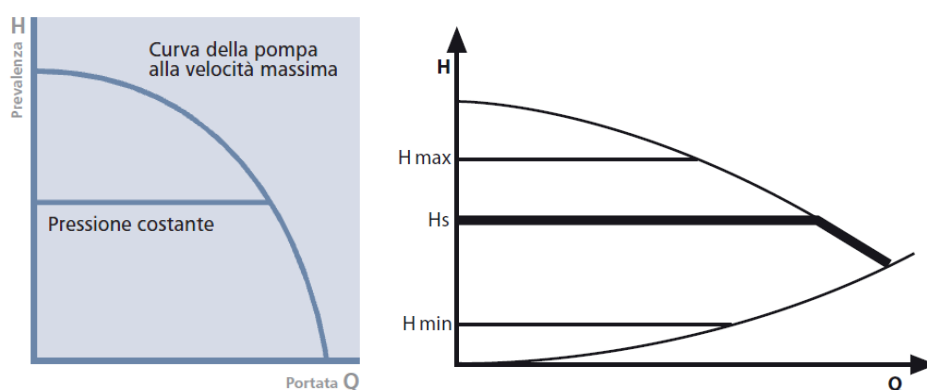
La prevalenza fornita dalla pompa rimane ad un livello costante all'aumentare della portata richiesta e quindi della velocità di rotazione. Il mantenimento del valore fissato viene garantito da un pressostato

²⁹ Anche noti come circolatori a portata e prevalenza controllate elettronicamente, o a controllo elettronico della velocità.

differenziale, il quale con un segnale di *feedback* comanda le variazioni di velocità in base alle letture effettuate. Al raggiungimento del valore massimo della velocità, la regolazione riprende a seguire una curva caratteristica a velocità fissa, riducendo la prevalenza ad eventuali ulteriori aumenti della portata richiesta.

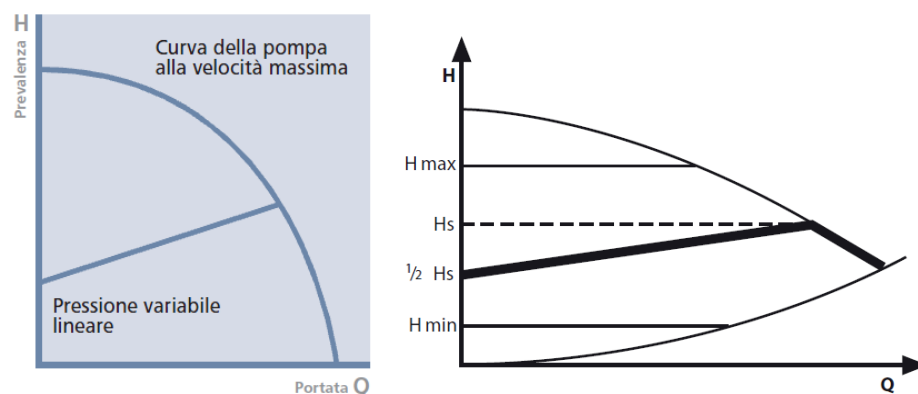
Questa modalità di regolazione è particolarmente indicata per:

- impianti radianti, dove tutti i circuiti devono essere bilanciati per la stessa caduta di prevalenza;
- impianti multi-zona;
- impianti di piccole-medie dimensioni;
- impianti con carico variabile e perdite di carico relativamente ridotte.

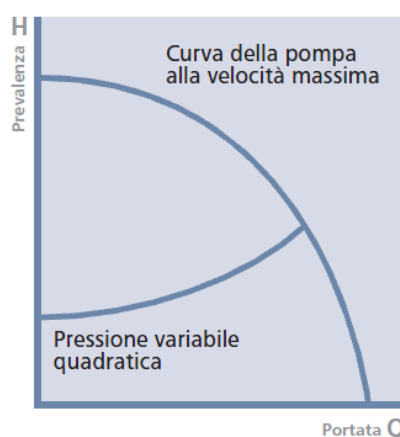


- ii. Modalità a pressione variabile lineare ($\Delta p-v$) o a pressione proporzionale
- In questo caso, il valore massimo di prevalenza viene assunto in corrispondenza alla curva relativa alla velocità massima di rotazione. Al calare della portata richiesta, la logica di controllo riduce la velocità di rotazione e, contestualmente, anche la prevalenza sviluppata, realizzando importanti risultati di risparmio energetico. Poiché la riduzione avviene in maniera lineare in rapporto alla portata, la curva di regolazione assume il nome di “retta di lavoro”; la pratica tecnica vuole che la sua intercetta sull’asse delle ordinate (prevalenza a portata nulla) non difetti al di sotto del 50% del valore di prevalenza massima, pena forti rischi di sbilanciamento della rete idronica. Questa modalità di regolazione è particolarmente indicata per:

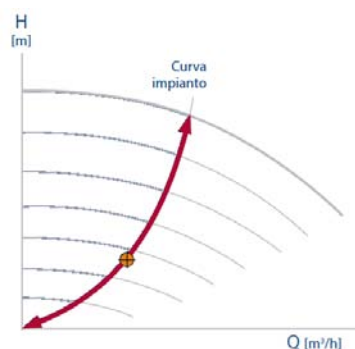
- impianti a radiatori;
- impianti dotati di valvole termostatiche;
- impianti con carico variabile e perdite di carico relativamente elevate;
- impianti monotubo e a due tubi.



- iii. Modalità a pressione variabile quadratica ($\Delta p-v$)
 Anche questa logica di regolazione prevede la progressiva riduzione della pressione differenziale erogata dalla pompa, di pari passo con la diminuzione della portata richiesta, tuttavia questa volta la legge impostata è di tipo parabolico. In questo modo, la modulazione dell'attività della pompa è in grado di seguire più fedelmente il profilo del fabbisogno termico.



- iv. Modalità a temperatura costante
 La pompa viene regolata in modo che sia costante la temperatura in un certo punto dell'impianto. In questo caso, il segnale di comando per variare la velocità di rotazione del circolatore viene prodotto dalle sonda di temperatura inserita localmente nella posizione di interesse. La pompa fungerà quindi da organo di regolazione della portata (in luogo delle valvole) allo scopo di ottenere un controllo a punto fisso del livello termico.



Quando si tratta di pompe a portata variabile controllate elettronicamente, il motore cui sono accoppiate è a quattro poli, sincrono a magneti permanenti³⁰, a frequenza e tensione variabili, e comandato da convertitore statico di frequenza (*inverter*). In questo caso, la Direttiva ErP accetta che il motore, a velocità variabile, possa appartenere indifferentemente al livello di efficienza IE3 o IE2, quando invece ai motori a velocità fissa è fatto obbligo di rientrare nella sola categoria IE3.

La tendenza delle aziende produttrici è quella di immettere sul mercato circolatori a basso consumo energetico, coerenti con i livelli di efficienza richiesti dalla Direttiva per il 2015 (*ErP Ready 2015*). I modelli più evoluti sono dotati di selettore della modalità di funzionamento:

- a velocità fissa (a tre valori differenti);
- a velocità variabile con prevalenza proporzionale;
- a velocità variabile con prevalenza costante;
- modalità auto-adattiva.

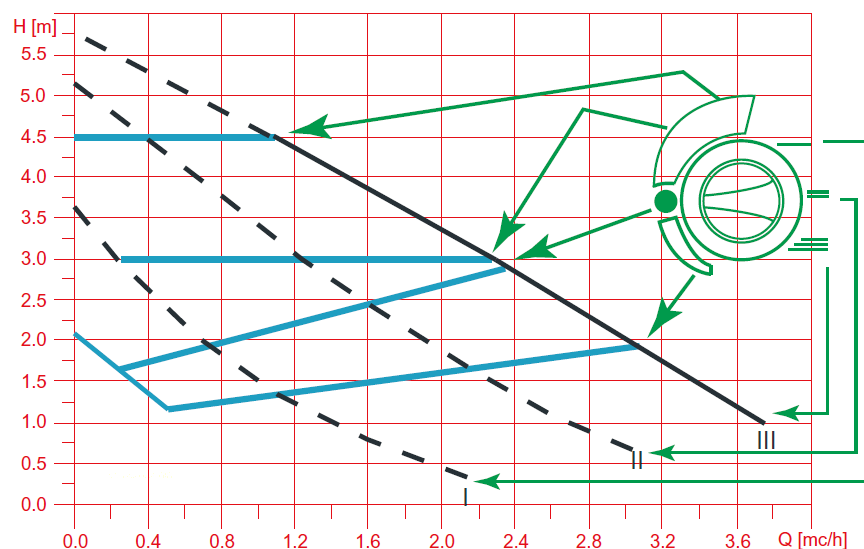


Figura 111. Curve caratteristiche di una pompa a controllo elettronico, a seconda della posizione assunta dal selettore della modalità di funzionamento.

³⁰ Il motore a magneti permanenti permette di risparmiare il 25% di elettricità rispetto ad un motore asincrono classico della stessa potenza. I magneti si sostituiscono all'energia elettrica della rete per magnetizzare il motore permanente. Il rendimento di quest'ultimo risulta quindi più elevato.

La tipologia auto-adattiva consiste in una regolazione intelligente capace di correggere continuamente la curva a pressione proporzionale, impostando automaticamente quella più efficiente in base alle dimensioni dell'impianto e alle variazioni di carico nel tempo. La curva più efficiente è quella che realizza la prevalenza minima per soddisfare i requisiti del sistema termico, garantendo un consumo energetico minimo senza compromettere le esigenze di comfort. Adottando questa modalità di controllo delle prestazioni, nella quasi totalità degli impianti non sono necessarie ulteriori aggiustamenti.

La pompa comincia a funzionare su un punto di lavoro preimpostato in fabbrica, su una curva a pressione proporzionale al centro dell'area di regolazione.

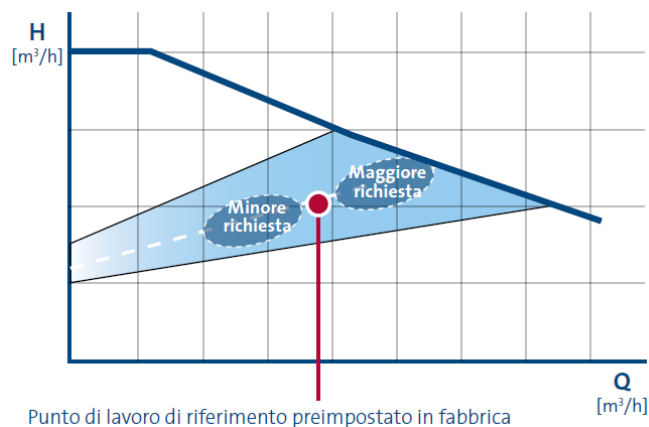
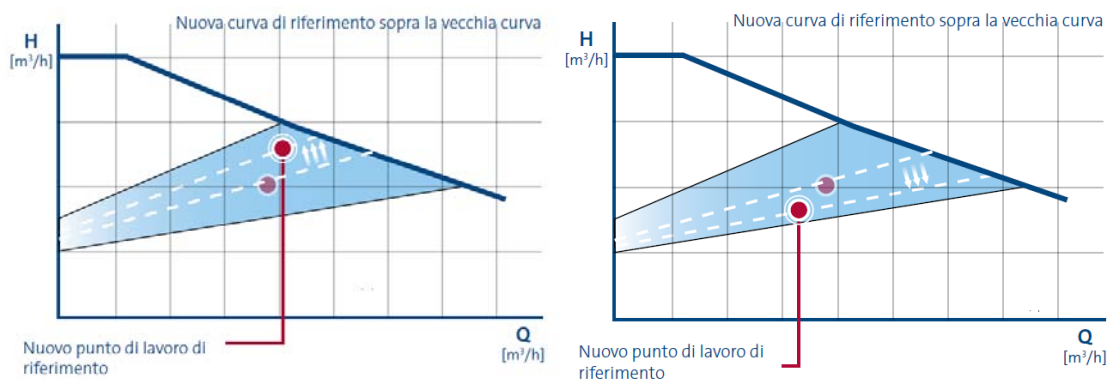


Figura 112. Modalità auto-adattiva: punto di lavoro pre-impostato in fabbrica.

Da quel momento, la pompa inizia ad analizzare le caratteristiche dell'impianto. Se il punto di lavoro del sistema, nel tempo, si scosta dal punto di lavoro preimpostato in fabbrica, il circolatore regola automaticamente le proprie prestazioni, selezionando una curva di pressione proporzionale più alta se la domanda del sistema supera il punto di lavoro di riferimento ed una curva più bassa se il punto di lavoro di riferimento supera la domanda del sistema.



**Figura 113. Modalità auto-adattiva:
modifica della posizione del nuovo punto di lavoro di riferimento.**

Avendo selezionato la curva a pressione proporzionale che meglio si adatta alla domanda del sistema, la pompa imposta automaticamente anche un nuovo punto di lavoro di riferimento. Da questo momento in avanti, il processo descritto ricomincia nuovamente, per garantire che la pompa si adatti sempre alle variazioni del sistema. Le variazioni al punto di lavoro di riferimento e alla curva della pressione proporzionale si basano su un'analisi dell'impianto di riscaldamento nel corso di un paio di giorni. Fluttuazioni immediate nella domanda sono invece coperte dalla regolazione proporzionale della prevalenza in funzione della portata.

Altre funzionalità comunemente implementate nei circolatori più moderni sono:

- Riduzione di potenza notturna: la pompa lavora al minimo assoluto delle prestazioni e del consumo energetico, riducendo la velocità di rotazione quando la temperatura del liquido pompato cala bruscamente. Ciò avviene a patto che la pompa non stia lavorando in modalità velocità fissa e che sia stata installata sulla tubazione di mandata. Il circolatore passa automaticamente al funzionamento notturno quando viene registrato un calo della temperatura di mandata dell'ordine di $10 \div 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ in un paio d'ore. L'abbassamento della temperatura deve essere di almeno $0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$. Il ritorno al funzionamento normale avviene immediatamente a seguito di un aumento della temperatura di mandata di circa $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Visualizzazione in tempo reale della potenza elettrica assorbita istantaneamente [W] oppure della portata di fluido termovettore elaborata [m^3/h];
- Limitazione della portata: garantendo che non venga superato il valore massimo di portata, si elimina la necessità di una valvola di regolazione separata.

Capitolo 3

Modello e metodi

3.1. L'edificio

L'edificio residenziale oggetto dell'analisi è un appartamento interpiano, inserito in un complesso residenziale più grande, formato da alloggi simili per dimensione e superficie, e per i quali si ipotizza l'andamento termico sia aderente a quello della porzione esaminata. In tal modo, è stato possibile considerare tutte le pareti perimetrali confinanti con altri alloggi o con il vano scale come adiabatiche.

L'appartamento ha un'estensione di 60 m² ed è composto da un soggiorno, una camera matrimoniale, una camera singola, un bagno e un piccolo corridoio all'ingresso.

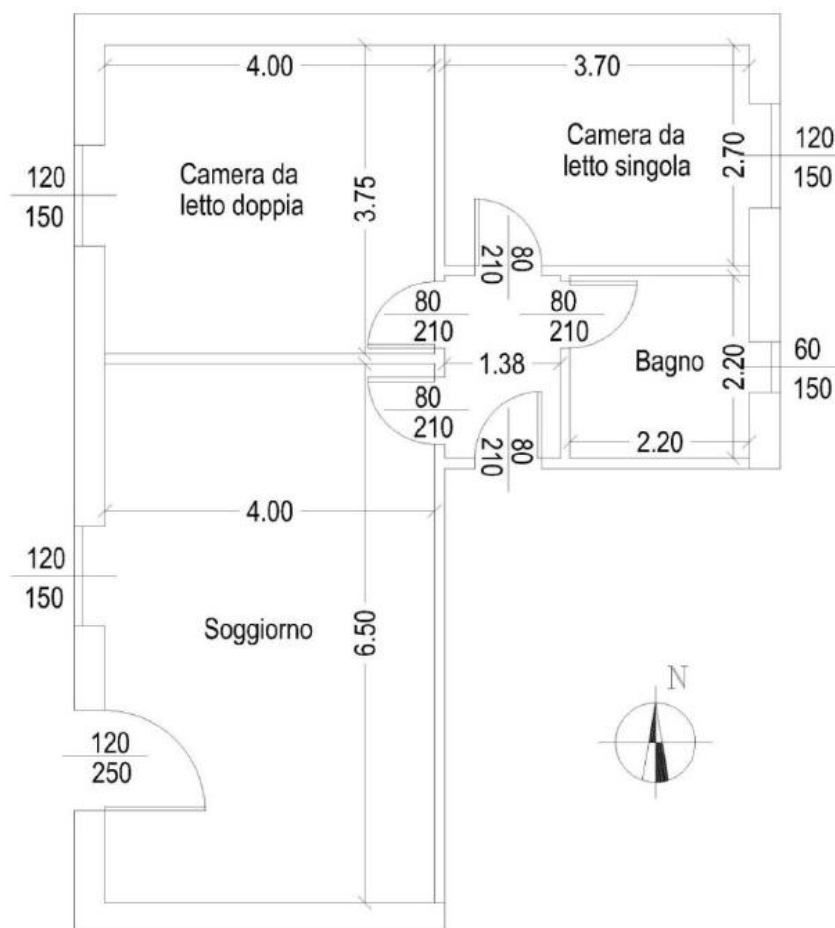


Figura 114. Pianta dell'appartamento.

Le pareti esterne sono di mattoni in laterizio, ricoperte da un cappotto in polistirene espanso estruso (XPS) posizionato sul lato interno, ed intonacate con malta sia esternamente che internamente. Le pareti interne all'appartamento sono costituite da due lastre di cartongesso in cui è confinato uno strato isolante di lana di roccia, spesso 6 cm.

Le superfici finestrate rappresentano, per ogni stanza, circa 1/6 della superficie in pianta e le

finestre scelte sono caratterizzate da valori di trasmittanza termica tali da rispettare i valori prescritti da norma.

Si è ipotizzato che l'alloggio si trovi ad un piano intermedio del complesso residenziale, perciò i solai sono strutturalmente e termicamente uguali. Il rivestimento superficiale è in parquet nella zona notte (camere) mentre è piastrellato in ceramica nella parte restante dell'appartamento (soggiorno, bagno e ingresso). Sotto il rivestimento, i solai interpiano sono poi costituiti da un massetto in cemento (in cui sono immersi i tubi dell'impianto radiante), uno strato isolante in polistirene espanso (EPS), una soletta autoportante in laterocemento ed infine l'intonaco interno del soffitto.

Nelle *Tabelle* seguenti, si riportano la stratigrafia ed i valori di trasmittanza termica dei vari componenti opachi dell'involucro. Indipendentemente dalla zona climatica presa in esame nel corso dell'analisi, l'appartamento in oggetto verifica tutti i requisiti minimi imposti dai D.Lgs. 192/2005 e D.Lgs. 311/2006 per le trasmittanze delle strutture verticali opache e delle chiusure trasparenti comprensive degli infissi.

	s [m]	λ [W/mK]	R [m²K/W]	c_p [J/kgK]	ρ [kg/m³]	C [J/m²K]
Parquet	0,015	0,15	0,1	1890	900	25515
Massetto	0,06	1,2	0,05	970	2000	116400
Polistirene EPS	0,03	0,039	0,77	1250	30	1125
Laterocemento	0,24	0,6	0,4	920	1100	242880
Intonaco	0,01	0,9	0,01	910	1800	16380
Resistenza totale: 1,33 m²K/W						
Trasmittanza: 0,63 W/m²K						
Capacità totale: 402300 J/m²K						

Tabella 1. Stratigrafia e trasmittanza del solaio delle camere.

	s [m]	λ [W/mK]	R [m ² K/W]	c _p [J/kgK]	ρ [kg/m ³]	C [J/m ² K]
Ceramica	0,015	1	0,015	1000	2300	34500
Massetto	0,06	1,2	0,05	970	2000	116400
Polistirene EPS	0,03	0,039	0,77	1250	30	1125
Laterocemento	0,24	0,6	0,4	920	1100	242880
Intonaco	0,01	0,9	0,01	910	1800	16380
Resistenza totale: 1,25 m²K/W						
Trasmittanza: 0,66 W/m²K						
Capacità totale: 411285 J/m²K						

Tabella 2. Stratigrafia e trasmittanza del solaio di soggiorno, bagno ed ingresso.

	s [m]	λ [W/mK]	R [m ² K/W]	c _p [J/kgK]	ρ [kg/m ³]	C [J/m ² K]
Intonaco interno	0,02	0,9	0,02	910	1800	32760
Polistirene XPS	0,1	0,035	2,86	800	30	2400
Laterizio	0,25	0,25	1	840	1100	231000
Intonaco esterno	0,01	0,9	0,01	910	2000	18200
Resistenza totale: 3,90 m²K/W						
Trasmittanza: 0,25 W/m²K						
Capacità totale: 284360 J/m²K						

Tabella 3. Stratigrafia e trasmittanza delle pareti esterne.

	s [m]	λ [W/mK]	R [m ² K/W]	c _p [J/kgK]	ρ [kg/m ³]	C [J/m ² K]
Cartongesso	0,025	0,35	0,07	1000	1200	30000
Lana di roccia	0,06	0,092	0,652	25	400	600
Cartongesso	0,025	0,35	0,07	1000	1200	30000
Resistenza totale: 0,80 m²K/W						
Trasmittanza: 0,95 W/m²K						
Capacità totale: 60600 J/m²K						

Tabella 4. Stratigrafia e trasmittanza delle pareti interne.

3.2. Ipotesi e condizioni al contorno

L'ambiente di simulazione del comportamento termo-igrometrico dell'edificio richiede che siano fissate le condizioni al contorno cui esso è sottoposto. Data la tipologia di edificio, sono state considerate come adiabatiche alcune pareti, poiché dividono ambienti caratterizzati dalle stesse condizioni interne: è il caso del pavimento e del soffitto, in quanto si tratta di un appartamento interpiano, e delle due pareti di tipo interno che si trovano lungo il perimetro dell'alloggio (*Figura 115*).

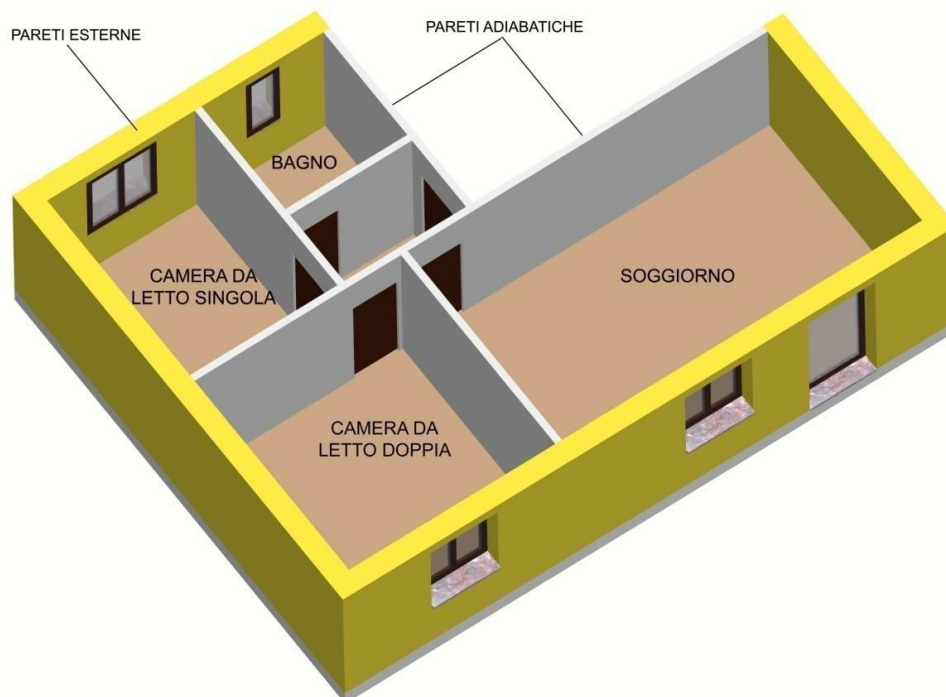


Figura 115. Sezione dell'appartamento in cui sono evidenziate le tipologie di pareti.

I carichi interni sono stati considerati variabili durante le ore del giorno in funzione delle diverse attività che vengono usualmente praticate in ogni stanza. Si suppone che l'alloggio sia occupato da tre persone, le quali contribuiscono ai carichi endogeni sia di natura sensibile che latente. Si riportano di seguito i valori dei carichi interni per ogni stanza, sotto forma tabulare e di profilo orario.

Ora	Soggiorno [W]	Camera doppia [W]	Camera singola [W]	Bagno [W]	Ingresso [W]
0	0	120	60	0	0
1	0	120	60	0	0
2	0	120	60	0	0
3	0	120	60	0	0
4	0	120	60	0	0
5	0	120	60	0	0
6	0	120	60	0	0
7	327	0	0	60	20
8	327	0	0	60	20
9	327	0	0	60	20
10	130	0	0	0	20
11	130	0	0	0	20
12	327	0	0	60	20
13	327	0	0	60	20
14	327	0	0	0	20
15	196	0	0	0	20
16	196	0	0	0	20
17	196	0	0	0	20
18	196	0	0	0	20
19	327	0	0	60	20
20	327	0	0	60	20
21	327	0	0	0	0
22	0	120	60	0	0
23	0	120	60	0	0

Tabella 5. Valori dei carichi sensibili in ogni stanza.

Ora	Soggiorno [g/h]	Camera doppia [g/h]	Camera singola [g/h]	Bagno [g/h]	Ingresso [g/h]
0	0	120	60	0	0
1	0	120	60	0	0
2	0	120	60	0	0
3	0	120	60	0	0
4	0	120	60	0	0
5	0	120	60	0	0
6	0	120	60	0	0
7	503	0	0	168	0
8	503	0	0	168	0
9	503	0	0	168	0
10	0	0	0	0	0
11	0	0	0	0	0
12	1006	0	0	168	0
13	503	0	0	168	0
14	503	0	0	0	0
15	168	0	0	0	0
16	168	0	0	0	0
17	168	0	0	0	0
18	168	0	0	0	0
19	503	0	0	168	0
20	1006	0	0	168	0
21	503	0	0	0	0
22	0	120	60	0	0
23	0	120	60	0	0

Tabella 6. Valori dei carichi latenti in ogni stanza.

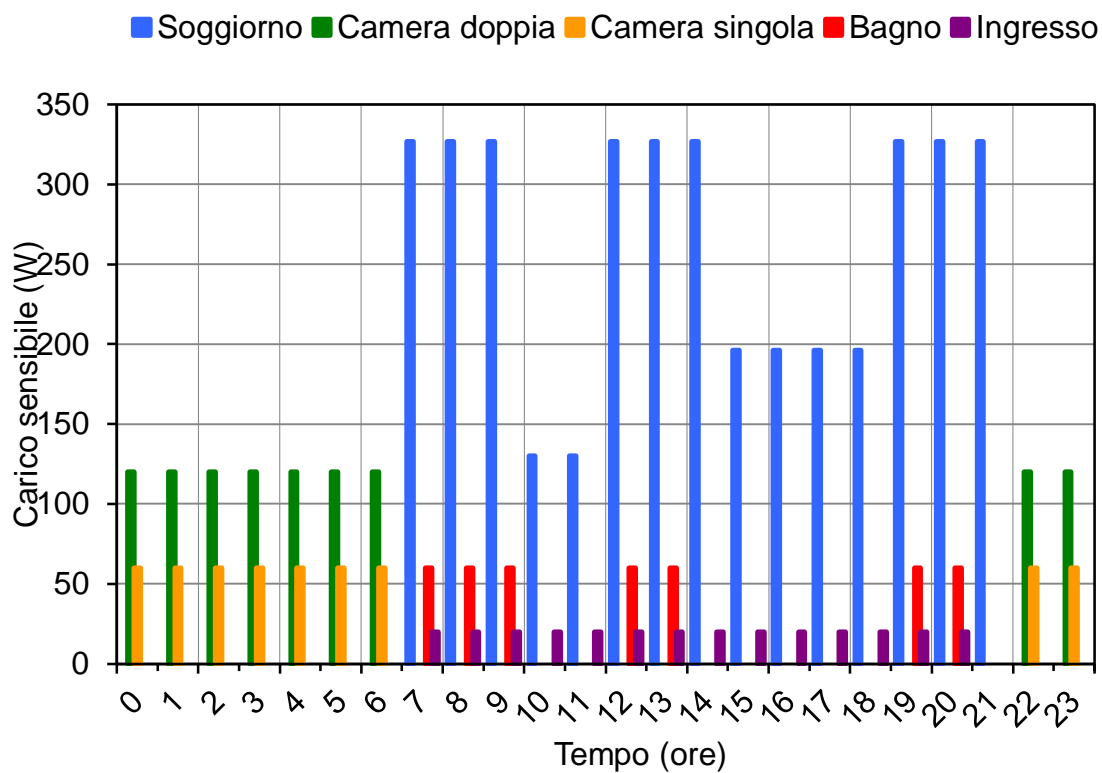


Figura 116. Profilo orario dei carichi sensibili in ogni stanza.

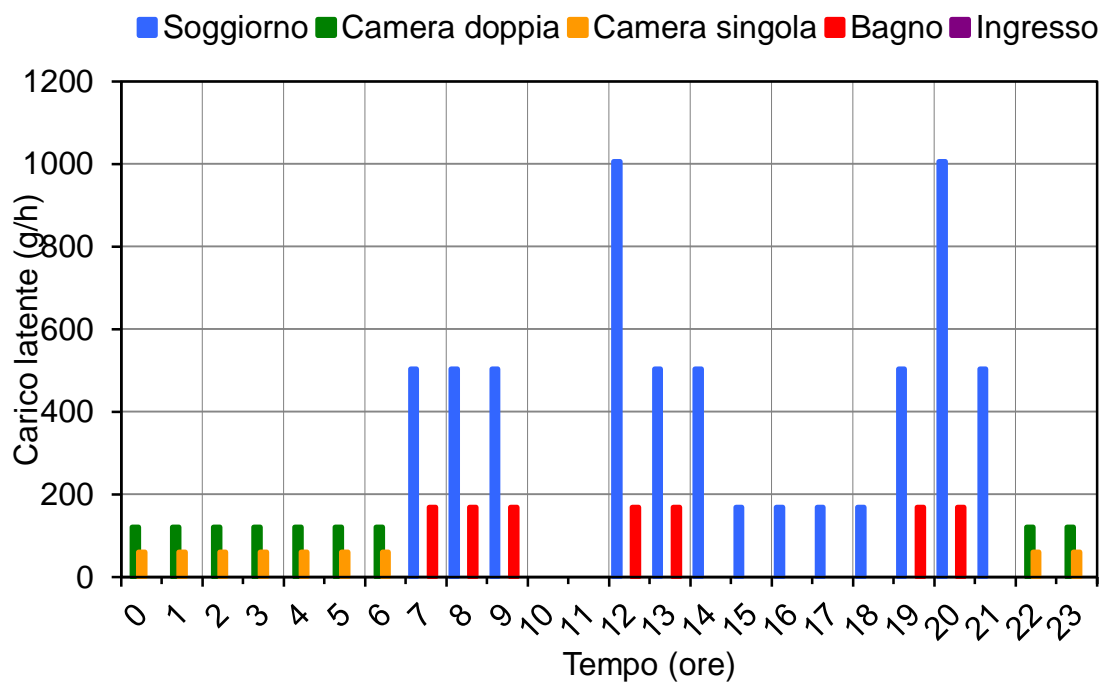


Figura 117. Profilo orario dei carichi latenti in ogni stanza.

Per quanto concerne la definizione del *set-point* di temperatura interna, sono state implementate diverse configurazioni:

- a) *set-point* di temperatura dell'aria diurno (ore 06.00 - 00.00) pari a 24 °C per il bagno e a 20 °C per le altre stanze; *set-point* di temperatura dell'aria notturno (ore 00.00 - 06.00) pari a 18 °C per tutte le stanze;
- b) *set-point* di temperatura dell'aria diurno (ore 06.00 - 00.00) pari a 20 °C e notturno (ore 00.00 - 06.00) pari a 18 °C, per tutte le stanze;
- c) *set-point* di temperatura dell'aria pari a 20 °C per tutte le stanze senza attenuazione notturna;
- d) *set-point* di temperatura operativa diurno (ore 06.00 - 00.00) pari a 24 °C per il bagno e a 20 °C per le altre stanze; *set-point* di temperatura operativa notturno (ore 00.00 - 06.00) pari a 18 °C per tutte le stanze.

La configurazione a) è quella più provante per un sistema di regolazione, il quale è chiamato a confrontarsi con una disomogeneità spaziale e ad una variazione temporale del *set-point* di temperatura dell'edificio. Le temperature di 24 °C per il bagno e di 20 °C per le altre stanze sono state assunte in accordo con quanto previsto dall'Appendice NA (Appendice Nazionale) della UNI EN 12831 e dal DPR 412. Questo discernimento viene confermato anche quando si tratta di stabilire i valori massimi delle temperature superficiali per conseguire il benessere degli occupanti: la UNI EN 1264-4:2003 definisce come temperature limite i 29 °C per le varie stanze in generale (nelle zone occupate), ed i 33 °C per i bagni.

L'attenuazione notturna, invece, è una pratica consueta nella gestione dell'impianto: l'elevata inerzia termica della struttura in cui sono annegati i tubi consente all'ambiente di continuare a ricevere energia pur modulando la portata fluente a valori minimi se non nulli, consentendo quindi il risparmio di energia primaria lato generatore.

Adottando le configurazioni b) e c) ci si muove invece verso la progressiva omogeneità spazio-temporale del *set-point* di temperatura interna, depurando la simulazione da effetti secondari quali la potenza di ripresa per ripristinare in breve tempo la temperatura nel momento di *switch* del *set-point* tra notte e giorno, oppure le dispersioni del bagno (a 24 °C) verso le altre stanze (a 20 °C).

La configurazione d) vuole infine spostare l'attenzione sulle possibilità di risparmio energetico legate ad un controllo della temperatura operativa in luogo della temperatura dell'aria, in quanto la peculiarità degli impianti radianti è quella di garantire lo stesso livello di comfort termico con temperature dell'aria minori, grazie alle temperature medie radianti più consistenti rispetto agli impianti di natura convettiva.

In riferimento alla scelta delle condizioni meteorologiche cui sottoporre l'edificio, si è ritenuto opportuno testare il comportamento in relazione a tre diverse zone climatiche del territorio italiano, secondo quanto definito dal DPR 412/93: zona B (Palermo), zona D (Roma) e zona E (Venezia). Le caratteristiche climatiche principali delle tre città sono riassunte nella *Tabella 7*.

	Zona climatica	Gradi giorno	Stagione di riscaldamento	Temperatura media esterna nella stagione di riscaldamento	Temperatura esterna di progetto invernale
Venezia	E	2345	15 ottobre– 15 aprile (183 giorni)	6.65 °C	-5 °C
Roma	D	1414	1 novembre– 15 aprile (166 giorni)	10.14 °C	0 °C
Palermo	B	751	1 dicembre– 31 marzo (121 giorni)	13.41 °C	5 °C

Tabella 7. Prospetto climatico delle tre città simulate.

Nelle seguenti *Figure*, sono invece riportati gli andamenti annuali della temperatura dell'aria esterna per le tre città oggetto dell'analisi; nei grafici si è voluto evidenziare con linee verticali i limiti della stagione di riscaldamento.

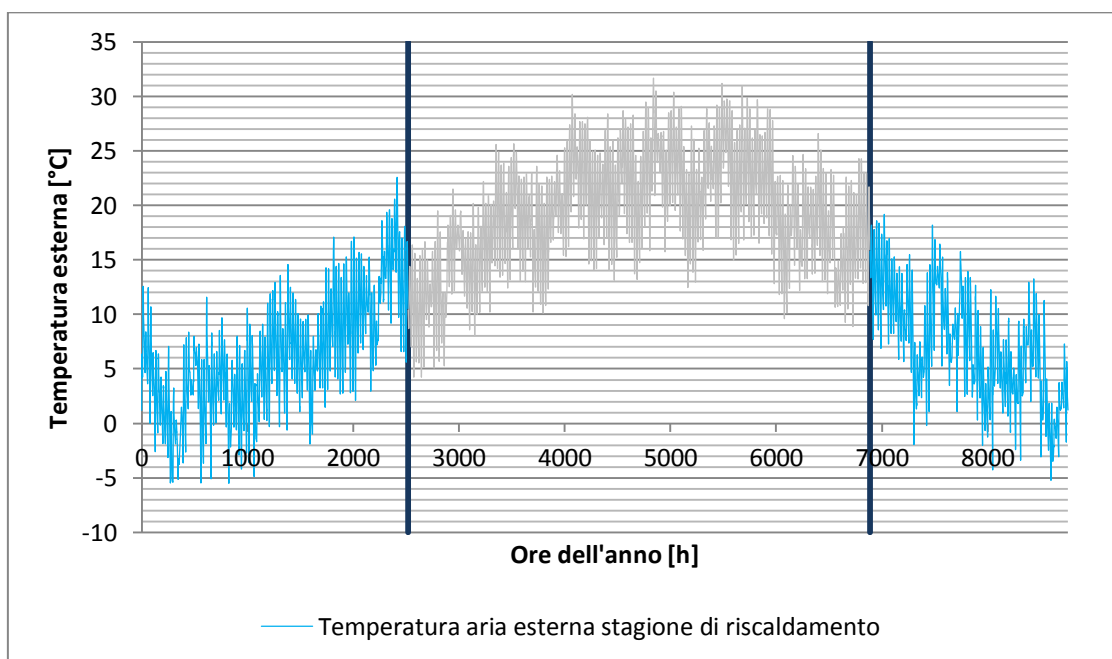


Figura 118. Andamento annuale della temperatura dell'aria esterna a Venezia.

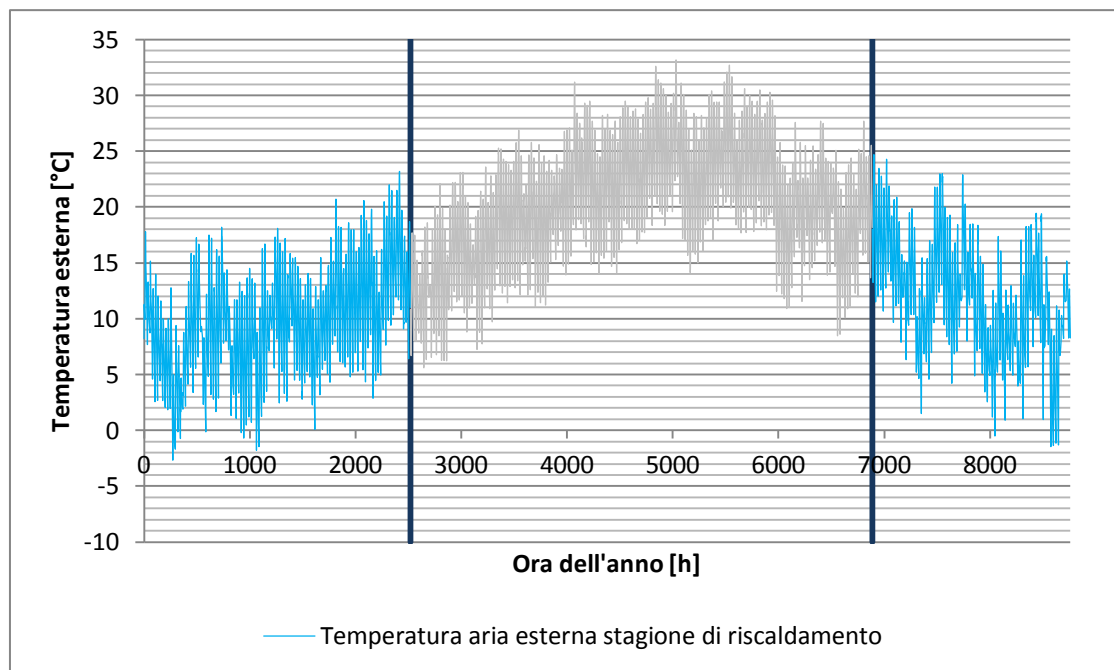


Figura 119. Andamento annuale della temperatura dell'aria esterna a Roma.

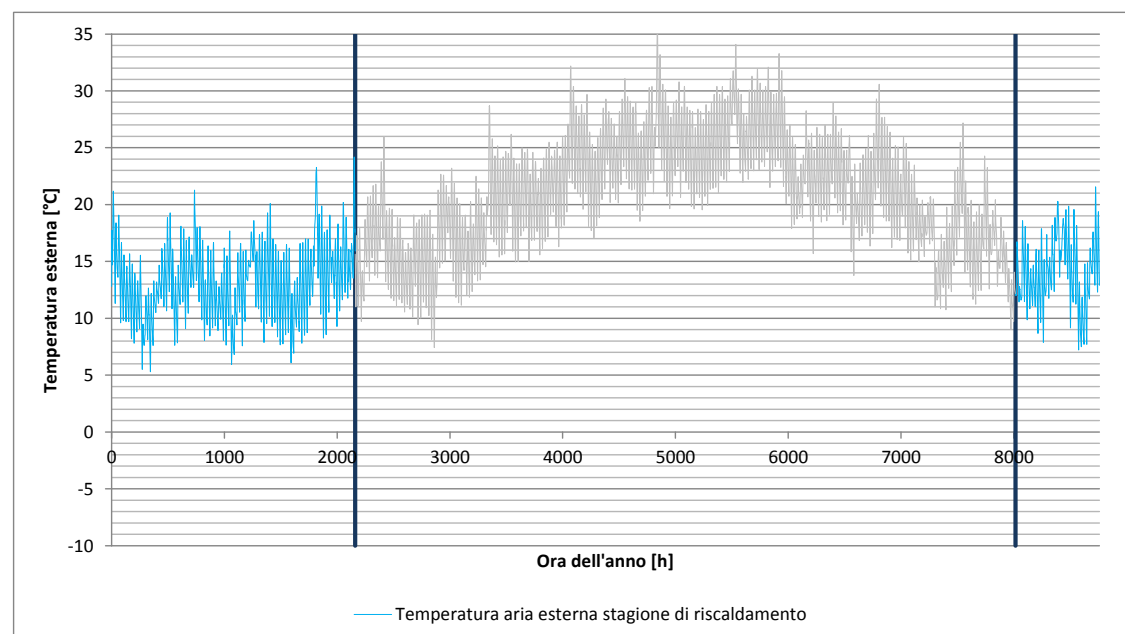


Figura 120. Andamento annuale della temperatura dell'aria esterna a Palermo.

3.3. L'impianto radiante

L'impianto radiante di cui dispone l'edificio riscalda tutti i locali dell'appartamento ad eccezione del corridoio di ingresso, dove sono situati i collettori di distribuzione da cui si dipartono le tubazioni di mandata e ritorno ("zona di passaggio").

Le superfici attive sono quelle dei pavimenti, entro il cui massetto trovano alloggio i tubi dell'impianto. Si tratta, pertanto, di un sistema del tipo A, secondo la UNI EN 1264-1:2011: "impianto radiante a pavimento con tubi annegati nello strato di supporto al di sopra dello strato di isolamento".

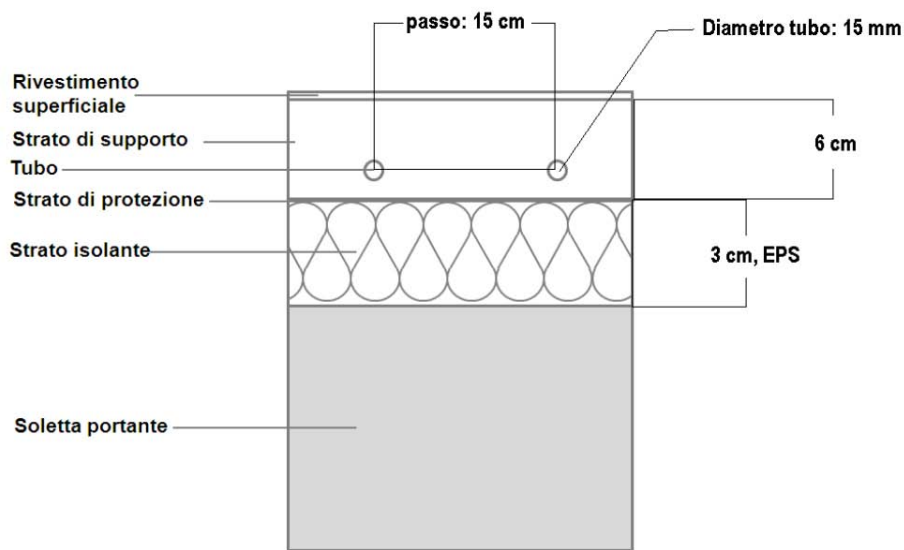


Figura 121. Caratteristiche costruttive del sistema radiante.

Allo scopo di dimensionare l'impianto con la temperatura di mandata e la portata di progetto, sono stati definiti i parametri geometrico-costruttivi del sistema radiante:

- le tubazioni sono in polietilene reticolato (PE-Xc), materiale multistrato metallo-plastico, caratterizzato da una conducibilità termica di 0.35 W/mK ;
- il diametro esterno dei tubi è di 17 mm, quello interno di 15 mm, e pertanto lo spessore risulta di 2 mm;
- il passo tra i tubi è ovunque di 15 cm;
- il rivestimento superficiale, spesso 1.5 cm, è il parquet nella zona notte (resistenza termica di $0.10 \text{ m}^2\text{K/W}$) e la piastrella in ceramica nella zona giorno (resistenza termica di $0.015 \text{ m}^2\text{K/W}$);
- il massetto in cui sono annegate le tubazioni è spesso 6 cm e presenta una conducibilità termica pari a 1.2 W/mK ;
- i circuiti idraulici relativi al soggiorno e alla camera matrimoniale sono doppi, in quanto la maggior estensione di tali stanze comporterebbe eccessive perdite di carico con l'adozione di un circuito singolo; ciò invece risulta possibile nella cameretta e nel bagno.

Trascurando l'influenza della curve ed utilizzando l'equazione semplificata:

$$L = \frac{A_F}{n \cdot T}$$

dove:

L è la lunghezza di ciascun circuito relativo ad una stanza [m];

A_F è la superficie attiva ricoperta dal pannello radiante [m²], supposta coincidere con la superficie netta interna della stanza;

n è il numero di circuiti che compone l'impianto entro la stanza;

T è il passo tra le tubazioni [m];

si può verificare che la lunghezza dei circuiti radianti ricade entro l'intervallo generalmente raccomandato nella pratica tecnica (30-100 m).

	Area [m ²]	Passo [m]	Numero circuiti [-]	Lunghezza 1 circuito [m]	Lunghezza totale [m]
Soggiorno	26	0.15	2	86.7	173.3
Camera doppia	15	0.15	2	50	100
Camera singola	9.99	0.15	1	66.7	66.7
Bagno	4.84	0.15	1	32.3	32.3

Tabella 8. Calcolo della lunghezza dei circuiti che compongono l'impianto radiante.

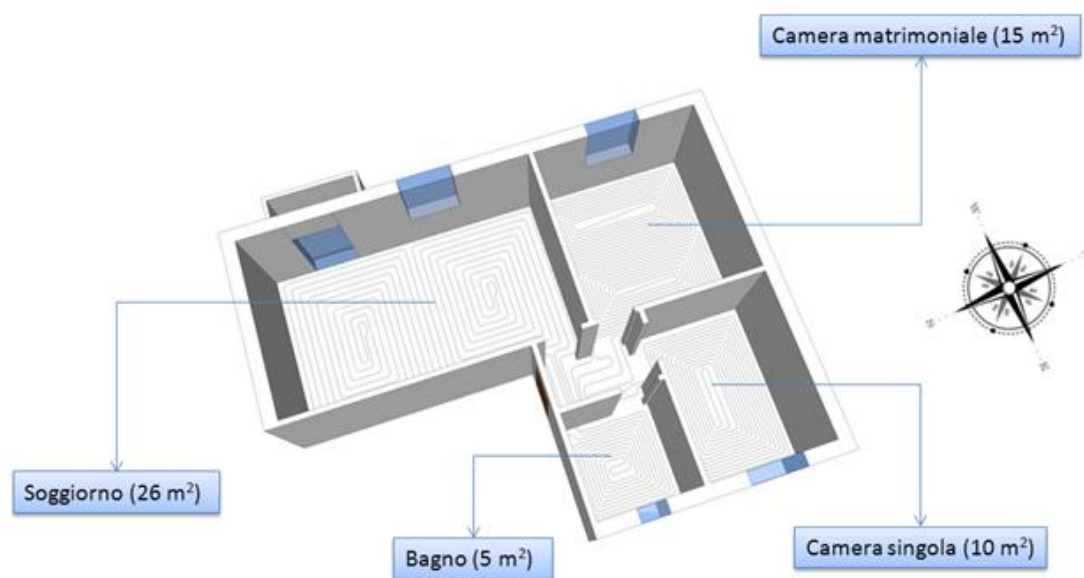


Figura 122. Disposizione dei circuiti (N.B.: il passo tra i tubi è puramente indicativo).

Per quanto concerne la determinazione della temperatura di mandata di progetto, si è fatto riferimento alla norma EN 1264-3:2009.

Innanzitutto, è necessario disporre delle curve caratteristiche relative all'impianto radiante: esse rappresentano la relazione tra l'emissione areica (o resa termica) q dell'impianto ed il salto termico medio tra le temperature dell'aria e dell'acqua.

L'espressione analitica è fornita dalla seguente equazione:

$$q = B \cdot \prod_i (a_i^{m_i}) \cdot (\Delta\theta_H)^n$$

dove:

q è l'emissione areica [W/m^2];

B è il coefficiente caratteristico dell'impianto [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$];

a_i rappresentano i parametri caratteristici della struttura del pavimento;

m_i sono gli esponenti a cui elevare i parametri;

$\Delta\theta_H$ è la differenza di temperatura media logaritmica tra il fluido termovettore e l'aria ambiente;

n è un esponente stimato secondo studi sperimentali tra 1 e 1.05 (qui assunto pari ad 1).

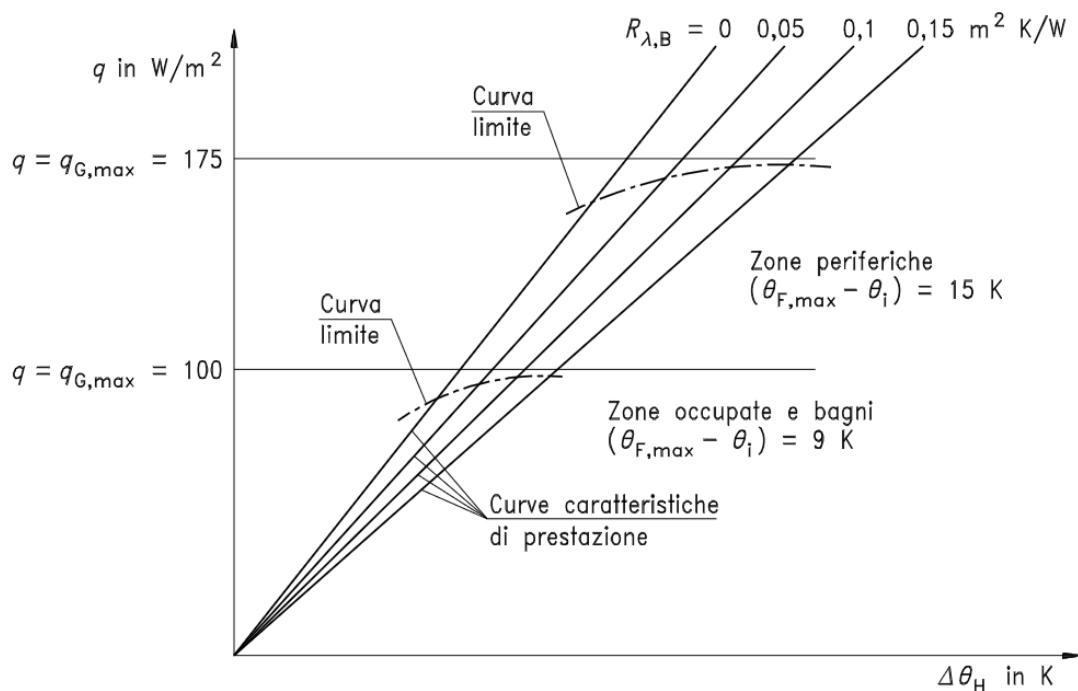


Figura 123. Famiglia di curve caratteristiche per passo costante, con la resistenza del rivestimento superficiale come parametro.

In modo più compatto, la resa termica del sistema viene espressa dalla seguente equazione:

$$q = K_H \cdot \Delta\theta_H$$

dove il coefficiente di trasmissione del calore K_H contiene la produttoria di cui sopra, e può essere stimato in aderenza a quanto raccomandato dalla EN 1264-2:2008 (*Paragrafo 6.2*, sistemi radianti di tipo A e C, installati all'interno dei massetti):

$$K_H = B \cdot a_B \cdot a_T^{m_T} \cdot a_U^{m_U} \cdot a_D^{m_D}$$

dove i vari coefficienti a_i sono funzione delle caratteristiche geometriche e costruttive dell'impianto (diametro esterno e conducibilità termica del tubo, passo tra i tubi, conducibilità termica e spessore del massetto, conducibilità del rivestimento superficiale).

Utilizzando le formule presenti in normativa e interpolando i valori tabulati nell'*Appendice A* della norma per i reali valori delle resistenze superficiali, si sono ottenuti i risultati riportati in *Tabella 9*. Come prevedibile, poiché la superficie in parquet presenta una resistenza termica maggiore, il suo coefficiente K_H è più basso: a parità di resa termica q del sistema, dovrà essere più accentuato lo scostamento tra le temperature del fluido termovettore e dell'aria.

	Parquet	Ceramica
B	6,7	6,7
a_B	0,598	0,948
a_T	1,156	1,2174
a_U	1,035	1,0537
a_D	1,029	1,0382
m_T	-1	-1
m_U	2,35	2,35
m_D	-0,75	-0,75
K_H	3,678	5,738

Tabella 9. Calcolo del coefficiente globale di scambio termico K_H .

L'altra grandezza necessaria per impiegare i grafici delle curve caratteristiche è l'emissione areica di progetto del pannello radiante. Essa, indicata nella norma come q_{des} , è data dal rapporto tra le dispersioni nominali del calore di ogni stanza ($Q_{N,f}$) e la superficie attiva ricoperta dal pannello (A_F). In pratica, essa rappresenta il carico termico di progetto della stanza, espresso in $[W/m^2]$. Questo valore deve essere ottenuto riferendosi al calcolo della potenza termica di riscaldamento descritto dalla UNI EN 12831:2006, conoscendo:

- la temperatura di *set-point* dell'ambiente;
- la temperatura esterna nel giorno di progetto invernale;

- dimensioni e trasmittanze delle componenti opache e trasparenti dell'involucro;
- il numero di ricambi orari per una corretta ventilazione (0.5 Vol/h);
- il volume d'aria di ciascun ambiente;
- quali sono gli ambienti riscaldati e quali non;
- con cosa confina ciascun ambiente.

Clima	Stanza	ϕ/A [W/m ²]	Carico invernale [W]	Carico specifico invernale [W/m ²]
VENEZIA GG = 2345 (zona climatica E)	Soggiorno	23.75	1385.4	23.5
	Camera doppia	23.62		
	Camera singola	27.55		
	Bagno	28.58		
	Ingresso	0.00		
ROMA GG = 1415 (zona climatica D)	Soggiorno	19.00	1112.1	18.9
	Camera doppia	18.89		
	Camera singola	22.04		
	Bagno	23.65		
	Ingresso	0.00		
PALERMO GG = 751 (zona climatica B)	Soggiorno	14.25	819.8	13.9
	Camera doppia	14.17		
	Camera singola	16.53		
	Bagno	18.72		
	Ingresso	0.00		

Tabella 10. Prospetto dei carichi termici globali e specifici dell'edificio e delle varie stanze nelle tre zone climatiche simulate.

Come si può notare dai calcoli di progetto, le dispersioni termiche specifiche dell'appartamento in esame risultano molto contenute, in quanto:

- sono stati scelti valori di trasmittanza non solo in rispetto della legislazione vigente, ma in linea con lo stato dell'arte delle nuove costruzioni;
- tutte le pareti perimetrali interne dell'edificio ed i solai inferiore e superiore sono stati supposti confinare con ambienti riscaldati alla medesima temperatura, e dunque sono da considerare come superfici adiabatiche e non disperdenti;
- trattandosi di un appartamento interpiano, mancano le dispersioni verso il terreno ed attraverso la copertura superiore.

Si può quindi individuare il locale più sfavorito dell'alloggio, cioè quello caratterizzato da una potenza termica specifica maggiore: nel caso in analisi, si tratta del bagno.

Tuttavia, poiché inizialmente si intende stabilire una temperatura di mandata unica per tutto l'alloggio, bisogna stabilire quale sia la stanza che richieda non la maggiore emissione areica, ma il maggior scostamento medio tra la temperatura del fluido e quella dell'aria. Infatti, pur essendo il bagno il locale più esigente, esso sfrutta la maggior conducibilità termica delle piastrelle per ricevere calore, senza abbisognare di temperature di mandata eccessive. Viceversa accade per la camera da letto singola: pur non richiedendo il carico maggiore, essa sarà quella che richiederà il $\Delta\theta_H$ maggiore, come visibile nelle seguenti Figure.

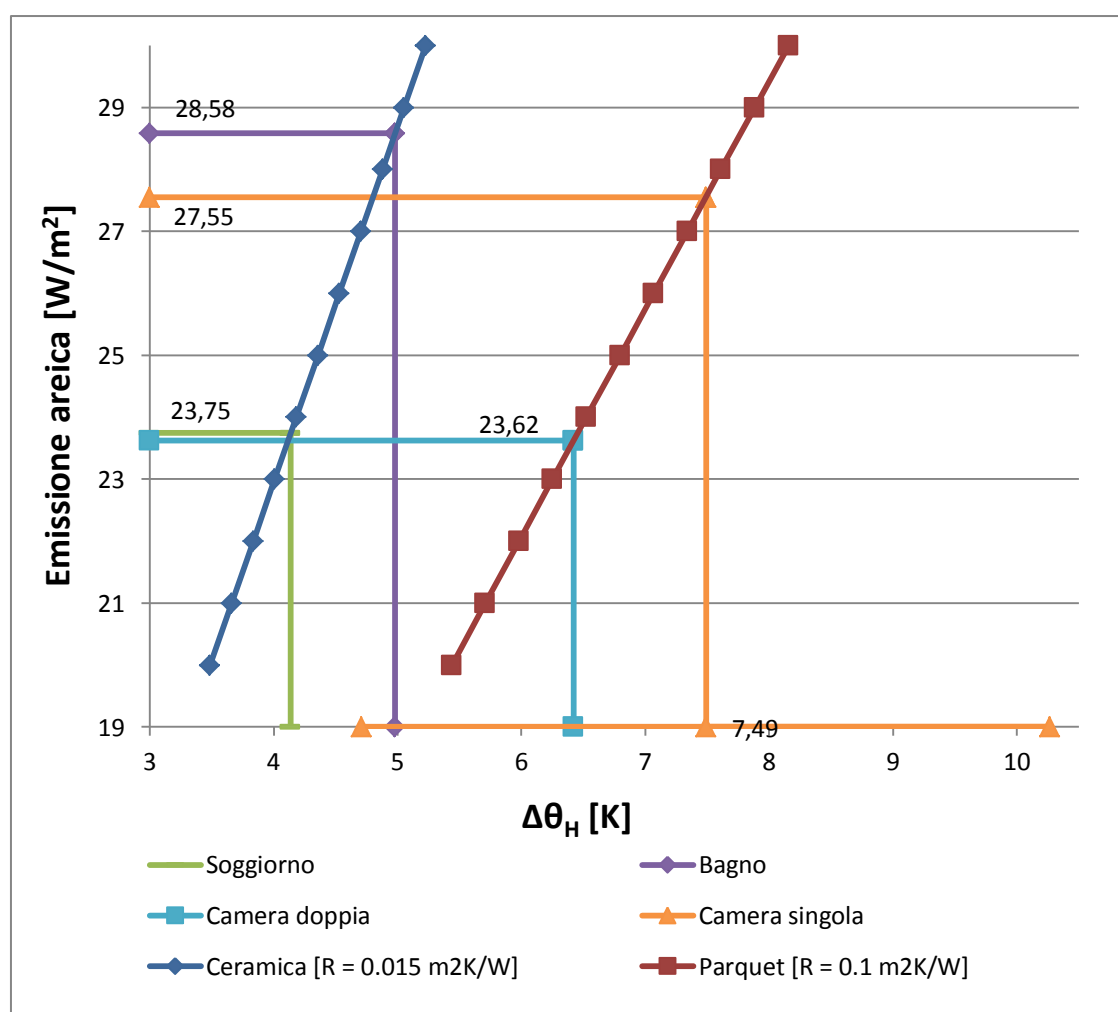


Figura 124. Determinazione della temperatura di mandata di progetto per Venezia.

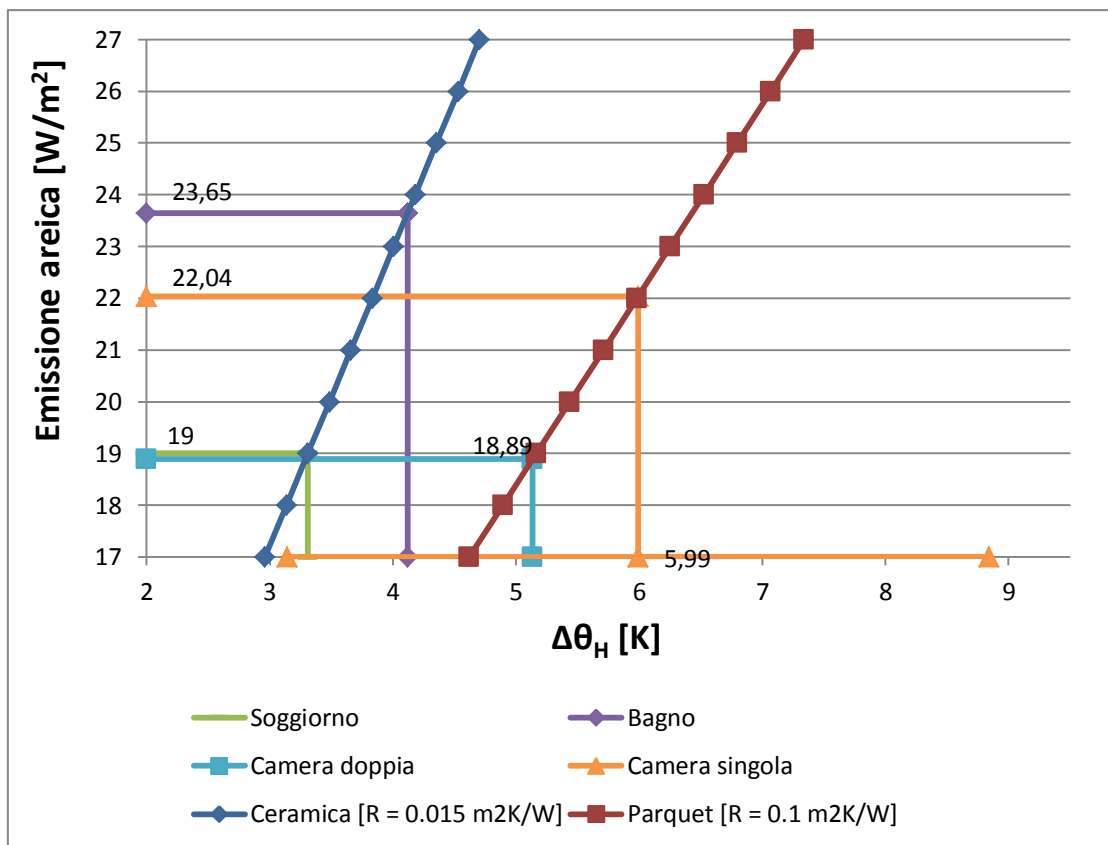


Figura 125. Determinazione della temperatura di mandata di progetto per Roma.

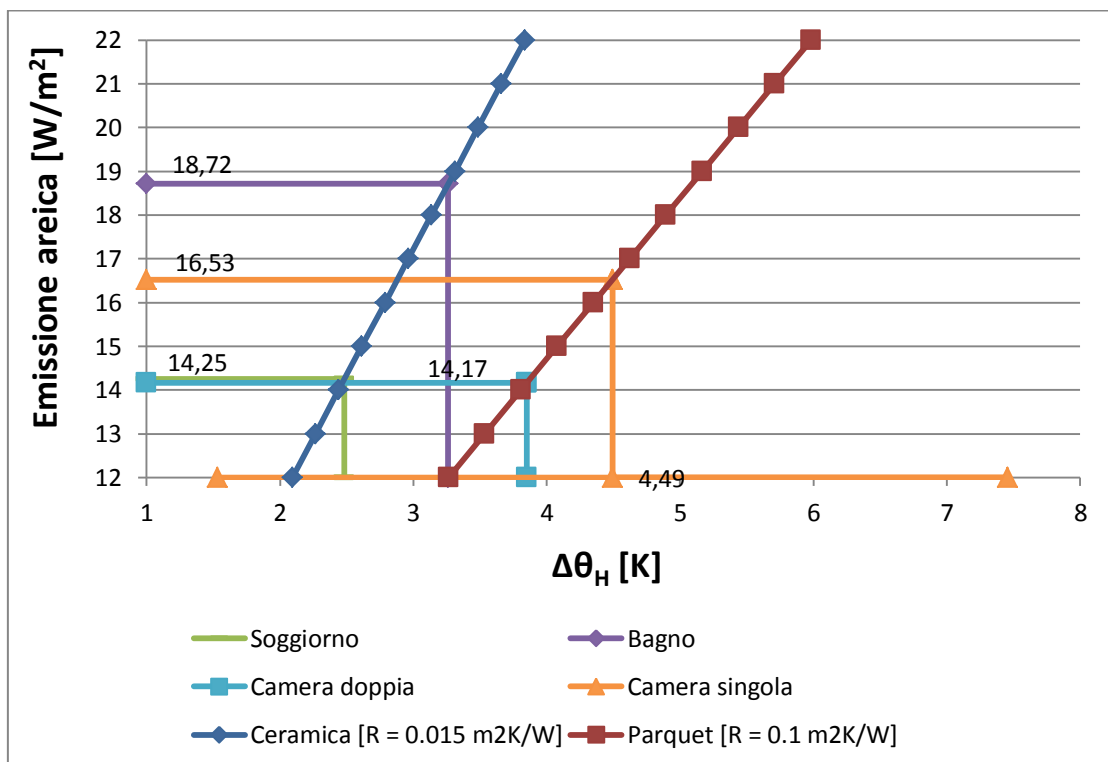


Figura 126. Determinazione della temperatura di mandata di progetto per Palermo.

La differenza di temperatura medio logaritmica tra l'acqua e l'aria è data dalla seguente equazione:

$$\Delta\theta_H = \frac{(\vartheta_V - \vartheta_R)}{\ln\left(\frac{\vartheta_V - \vartheta_i}{\vartheta_R - \vartheta_i}\right)}$$

dove:

ϑ_V è la temperatura di mandata del fluido termovettore [°C];

ϑ_R è la temperatura di ritorno del fluido termovettore [°C];

ϑ_i è la temperatura dell'aria ambiente interna [°C].

Essa viene valutata come la differenza di temperatura tra il valore medio efficace del fluido termovettore e l'aria ambiente. Pertanto, noto il $\Delta\theta_H$ e la temperatura di *set-point* interna, è possibile ricavare la temperatura media del fluido $\bar{\vartheta}_W$:

$$\bar{\vartheta}_W = \Delta\theta_H + \vartheta_i$$

Individuando nella camera singola il locale più sfavorito (cioè quello che necessita di una temperatura media dell'acqua maggiore), vi si impone un salto termico tra mandata e ritorno (σ) pari a 5 °C, da distribuire equamente attorno al valore medio $\bar{\vartheta}_W$ appena calcolato.

In tal modo si possono ricavare, per il locale più critico, le temperature di mandata e ritorno:

$$\vartheta_V = \bar{\vartheta}_W + \frac{\sigma}{2}$$

$$\vartheta_R = \bar{\vartheta}_W - \frac{\sigma}{2}$$

La norma suggerisce di usare le due equazioni di cui sopra solo nel caso in cui sia soddisfatta la relazione $\sigma/\Delta\theta_H < 0.5$. Poiché ciò non è verificato nel caso in esame, bisogna ricorrere alla formulazione alternativa:

$$\vartheta_V = \bar{\vartheta}_W + \frac{\sigma}{2} + \frac{\sigma^2}{12 \cdot \Delta\theta_H}$$

Ipotizzando che tutti gli altri locali siano alimentati con la stessa temperatura di mandata imposta dal locale più sfavorito, e perciò subiscano lo stesso $\Delta\theta_V$:

$$\Delta\theta_V = \vartheta_V - \vartheta_i$$

Ricordando che:

$$\Delta\theta_H = \bar{\vartheta}_W - \vartheta_i$$

per confronto si ricava la temperatura media del fluido per ogni stanza:

$$\bar{\vartheta}_W = \vartheta_V - \Delta\theta_V + \Delta\theta_H$$

e quindi il salto termico di progetto che subisce l'acqua nel circuito di ogni stanza:

$$\sigma = 2 \cdot (\vartheta_V - \bar{\vartheta}_W)$$

Ancora una volta, non essendo soddisfatta la relazione $\sigma/\Delta\theta_H < 0.5$, non è possibile utilizzare quell'espressione semplificata, ma è necessario ricorrere alla seguente equazione:

$$\sigma = 3 \cdot \Delta\theta_H \cdot \left[\left(1 + \frac{4 \cdot (\Delta\theta_V - \Delta\theta_H)}{3 \cdot \Delta\theta_H} \right)^{1/2} - 1 \right]$$

Seguendo questo procedimento, sono state ricavate le temperature di mandata di progetto riassunte in *Tabella 11*:

Clima	Temperatura di mandata di progetto
Venezia	30.27 °C
Roma	28.84 °C
Palermo	27.46 °C

Tabella 11. Temperature di mandata di progetto nel caso in cui non vi sia differenziazione tra i vari locali.

I calcoli appena descritti sono stati svolti sotto l'ipotesi che la temperatura di alimentazione dei circuiti di tutte le stanze sia omogenea. Tuttavia, nel corso delle simulazioni, è stata provata anche una configurazione in cui fosse possibile discernere le temperature di mandata grazie ad opportuni dispositivi idronici (valvola miscelatrice a tre vie, pompa di iniezione). In tal caso, la temperatura di mandata di ogni stanza è stata determinata imponendo un salto termico σ pari a 5 °C su ogni circuito, ottenendo quindi i valori riassunti nella *Tabella 12*.

Clima	Temperatura di mandata di progetto			
	Soggiorno	Bagno	Camera doppia	Camera singola
Venezia	27.14 °C	31.90 °C	29.25 °C	30.27 °C
Roma	26.44 °C	31.13 °C	28.04 °C	28.84 °C
Palermo	25.82 °C	30.40 °C	26.89 °C	27.46 °C

Tabella 12. Temperature di mandata di progetto nel caso in cui vi sia differenziazione tra i vari locali.

La norma EN 1264-3:2009 fornisce anche la procedura per il calcolo della portata di fluido termovettore nelle condizioni di progetto. La formula suggerita intende comprendere due distinti contributi maggiorativi rispetto al calcolo risultante dal bilancio energetico lato acqua:

- una parte del calore ceduto dal fluido termovettore si propagherà verso il basso invece che verso l'alto, in quanto è impossibile annullare la

trasmissione delle strutture sottostanti lo strato attivo, nonostante l'applicazione di 3 cm di isolante EPS;

- il calore fluente verso il basso sarà tanto maggiore quanto maggiore è la differenza di temperatura dell'aria dei locali separati dal solaio contenente lo strato attivo; tuttavia, nel caso in esame, tale differenza sarà nulla, in quanto si suppone che l'appartamento sia un interpiano e che lungo la verticale dell'edificio si trovino le stesse tipologie di stanze, con medesimo *set-point* di temperatura.

L'equazione di riferimento è dunque:

$$\dot{m}_H = \frac{A_F \cdot q}{\sigma \cdot c_{p,W}} \cdot \left(1 + \frac{R_O}{R_U} + \frac{\vartheta_i - \vartheta_U}{q \cdot R_U} \right)$$

dove:

$c_{p,W}$ è il calore specifico dell'acqua, assunto pari a 4190 [J/kgK];

R_O è la resistenza termica della struttura soprastante le tubazioni [m²K/W];

R_U è la resistenza termica della struttura sottostante le tubazioni [m²K/W];

ϑ_i è la temperatura dell'aria nel locale al di sopra del solaio [°C];

ϑ_U è la temperatura dell'aria nel locale al di sotto del solaio [°C].

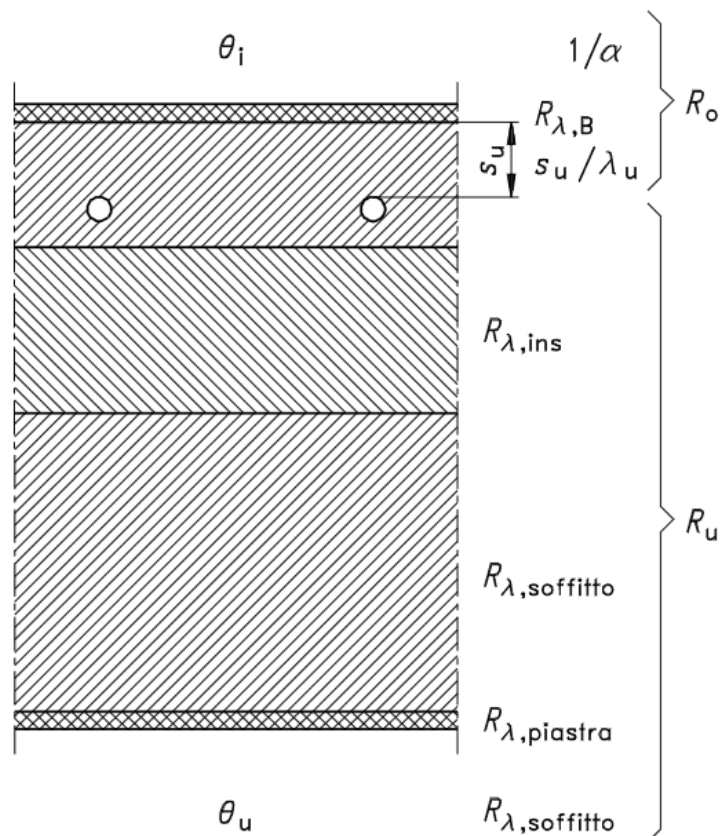


Figura 127. Definizione delle resistenze termiche e delle temperature per il calcolo della portata massica di progetto.

Anche in questo caso, con i σ ricavati precedentemente, è possibile procedere al calcolo della portata di acqua nei due casi di temperature di mandata omogenee (*Tabella 13*) oppure differenziate tra i vari locali che compongono l'appartamento (*Tabella 14*).

Clima	Portata massica di progetto [kg/h]			
	Soggiorno	Bagno	Camera doppia	Camera singola
Venezia	60.95	51.51	50.81	51.88
Roma	55.48	74.65	43.26	41.50
Palermo	48.22	209.88	34.71	31.12

Tabella 13. Portata massica di progetto nel caso in cui non vi sia differenziazione di temperatura di mandata tra i vari locali.

Clima	Portata massica di progetto [kg/h]			
	Soggiorno	Bagno	Camera doppia	Camera singola
Venezia	109.69	24.57	66.78	51.88
Roma	87.75	20.33	53.40	41.20
Palermo	65.81	16.09	40.06	31.12

Tabella 14. Portata massica di progetto nel caso in cui vi sia differenziazione di temperatura di mandata tra i vari locali.

Le portate di massa indicate nelle *Tabelle* di cui sopra sono da considerarsi complessive della somma dei vari circuiti che afferiscono alla stessa stanza. Pertanto, per ricavare la portata fluente entro ogni circuito, per il soggiorno e la camera doppia è necessario dividere per due il valore tabulato.

3.4. *Trnsys*

Trnsys (*TRaNsient SYstem Simulation*) è un ambiente di lavoro per lo sviluppo di simulazioni dinamiche di sistemi, come ad esempio gli edifici multi-zona. È usato da ingegneri e ricercatori in tutto il mondo per convalidare nuovi concetti di energetica, dal semplice sistema per produzione di acqua calda sanitaria al progetto e alla simulazione degli edifici e dei loro impianti, integrando strategie di controllo, comportamento degli occupati, sistemi ad energia alternativa (eolico, solare, fotovoltaico, sistemi ed idrogeno), ecc.

Uno dei fattori chiave del successo di *Trnsys* è la sua struttura modulare. Il codice sorgente, così come i modelli dei vari componenti, sono aperti all'utilizzatore finale. Questa caratteristica semplifica la modifica e l'estensione dei modelli esistenti al fine di renderli adatti agli scopi specifici dell'utilizzatore.

L'architettura basata sui file con estensione .dll, permette facilmente di aggiungere modelli personalizzati di componenti, utilizzando tutti i più comuni linguaggi di

programmazione (C, C++, Pascal, Fortran, ecc.). In aggiunta, *Trnsys* può essere facilmente connesso con altre applicazioni, tra le quali *Microsoft Excel*, *Matlab*, *Comis*, ecc.

Per quanto concerne più specificatamente la simulazione dinamica di un edificio multi-zona, *Trnsys* si basa su un concetto totalmente differente dal metodo quasi-stazionario adottato dalla normativa di settore e dai codici di calcolo per la certificazione energetica: esso infatti risolve un bilancio dinamico per ricavare il fabbisogno energetico netto (sensibile e/o latente, in fase di riscaldamento e/o raffrescamento). Il risultato, dunque, non va oltre l'involucro, ma si ferma alla quota di energia termica che i terminali di impianto devono consegnare all'edificio affinché vengano mantenuti i valori di *set-point* della temperatura ed, eventualmente, dell'umidità relativa.

La *release* di *Trnsys* che è stata utilizzata è la 17.01.0025.

3.4.1 *TRNBuild*

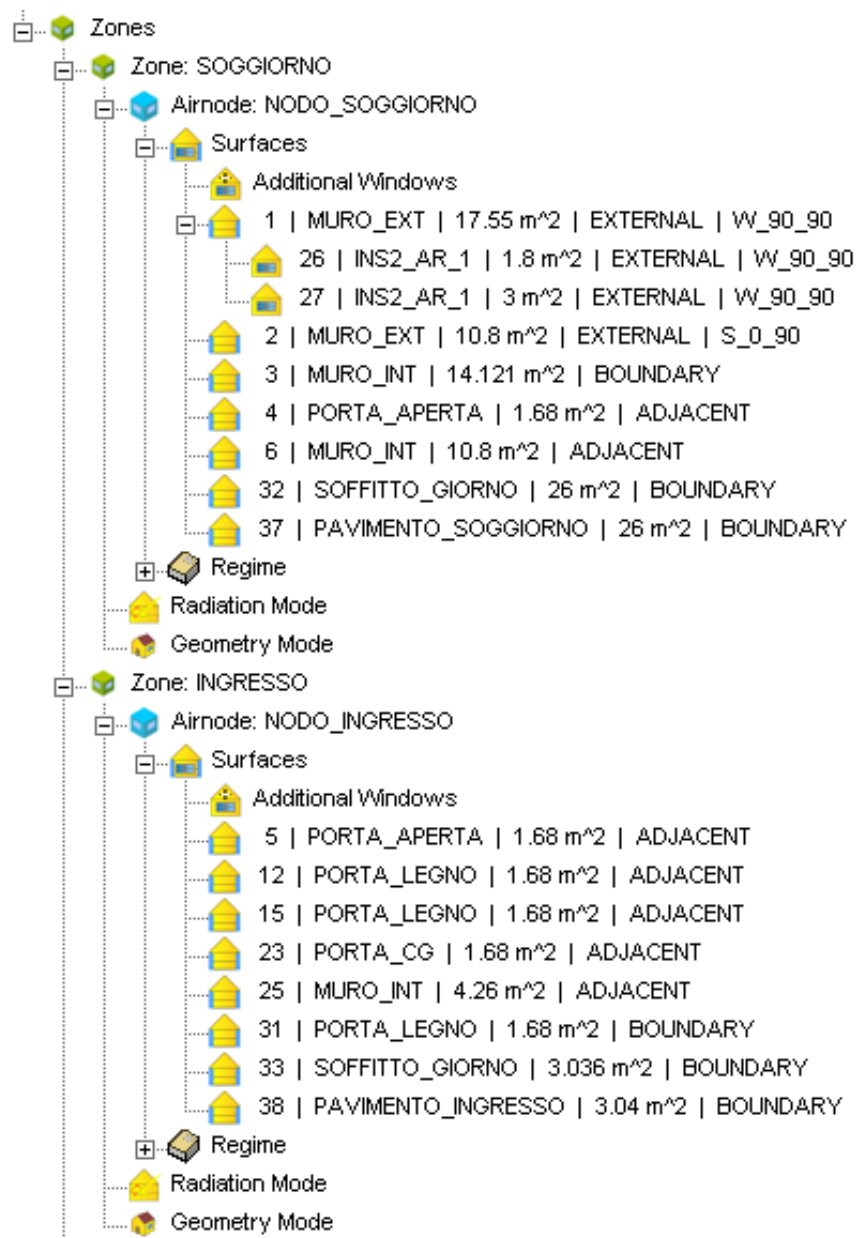
Il primo *step* per la costruzione del modello dell'edificio è la descrizione delle strutture che lo compongono, nei materiali e nell'estensione. A questo scopo ci si serve dell'apposito *tool TRNBuild*.

È bene sottolineare sin dal principio che lo scopo di *TRNBuild* non è quello di ricostruire un'immagine 3d dell'edificio reale (non si tratta di un *software* "geometrico"), ma di creare delle funzioni di trasferimento per ogni tipologia di struttura.

Innanzitutto è necessario descrivere nella finestra *Project* le caratteristiche generali del progetto, le più importanti delle quali sono la definizione di orientazione (*azimuth*) ed inclinazione (*slope*) delle superfici che verranno utilizzate successivamente e l'emisfero in cui è collocato l'edificio. Entrambi questi dati serviranno all'ambiente di simulazione per distribuire opportunamente i valori di radiazione solare che verranno descritti per mezzo di un file climatico esterno.

Dalla finestra *TRNBuild Navigator* è possibile poi accedere, oltre che alla scheda *Project*, alla scheda *Zones*, per la definizione delle zone termiche dell'edificio. Per poter analizzare con maggior dettaglio il comportamento termico dell'edificio, si è scelto di suddividere l'edificio in 5 zone termiche, una per ciascun locale. Di queste zone, quattro risultano riscaldate (soggiorno, camera matrimoniale, camera singola, bagno), mentre la quinta non lo è (vano d'ingresso all'appartamento).

Una volta creata una zona termica, bisogna definirne il volume (la capacità termica viene generata automaticamente, in base al valore del calore specifico dell'aria preimpostato nelle *Properties* della scheda *Project*). Successivamente, vanno descritte le componenti opache e quelle trasparenti. A titolo informativo, si faccia riferimento alla *Figura 128*. Elenco delle zone termiche, delle superfici opache nella quale si trova l'elenco completo delle strutture definite.



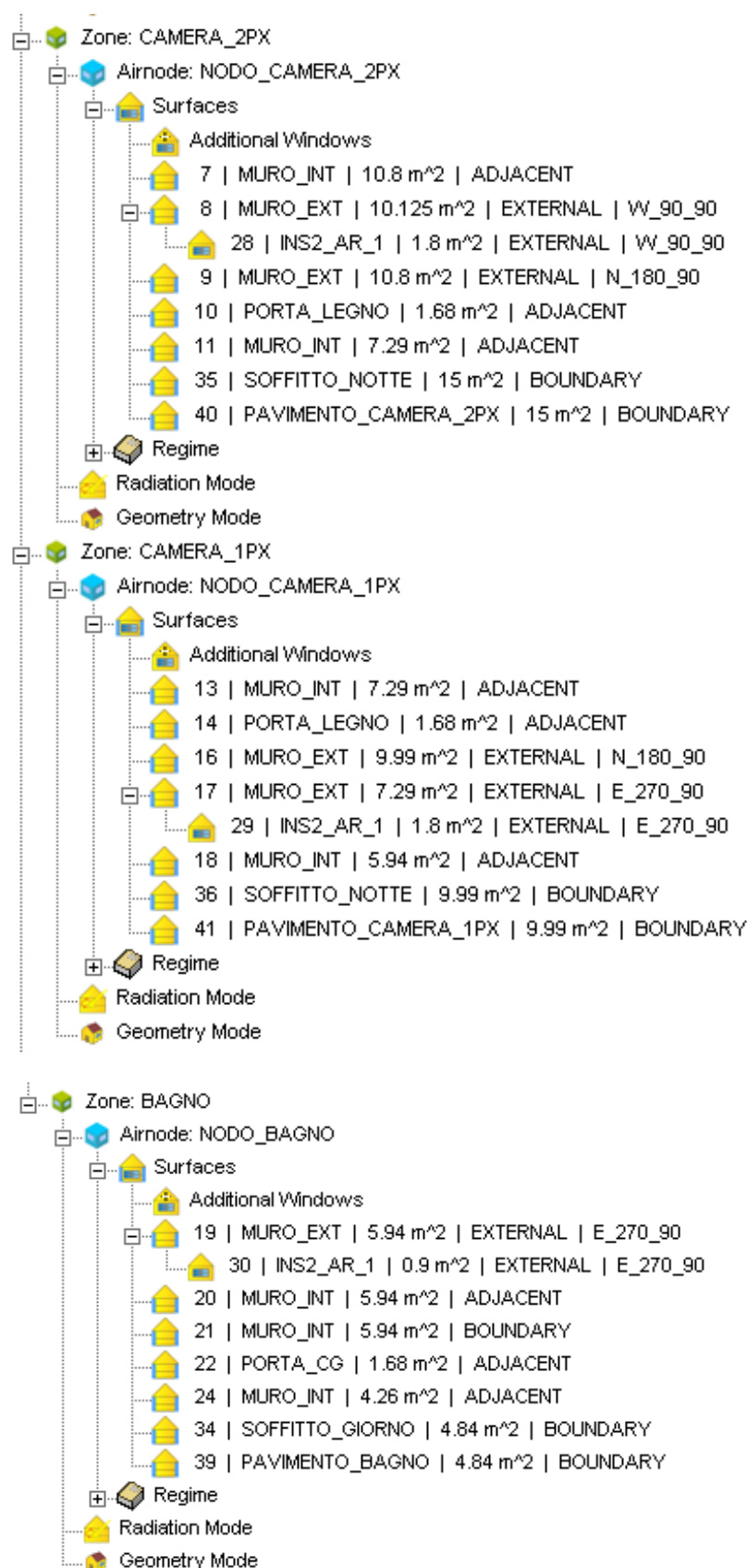


Figura 128. Elenco delle zone termiche, delle superfici opache e di quelle trasparenti modellate attraverso TRNBuild.

Tutte le strutture opache sono state inserite manualmente (senza ricorrere alla libreria del programma), avendo cura di ordinare gli strati (*layers*) dal più interno a quello più esterno, in quanto i coefficienti liminari interno ed esterno sono già proposti secondo quanto previsto dalla normativa. Nella definizione di un materiale, bisogna altresì osservare che l'unità di misura della conduttività termica è il [kJ/hmK], piuttosto inusuale, ma la peculiarità del programma è proprio quella di lavorare con i [kJ/h] in luogo dei classici [W] o [kW].

Oltre ai muri e ai solai già definiti nel *Paragrafo 3.1*, sono state inserite quattro porte all'interno dell'edificio: due di esse rappresentate come un pannello di legno, una come una lastra di cartongesso, ed una aperta (*massless layer*).

Per ciascuna struttura inserita, si è dovuto specificare a quale tipologia appartenesse:

- *internal*: è il caso di tramezze, portanti divisori o solai interpiano, che dividono ambienti entro la stessa zona termica. Per queste strutture bisogna inserire la superficie doppia, in quanto essa comparirà da ambo i lati;
- *external*: è il caso dei muri perimetrali o delle falde del tetto. In tal caso bisogna specificare quale sia l'orientazione, tra quelle precedentemente definite nella scheda *Project*, ed il fattore di vista del cielo (calcolato in funzione dell'inclinazione β della superficie come $\cos\beta/2 + 1/2$);
- *adjacent*: è il caso delle strutture che separano zone termiche differenti (o nodi d'aria differenti); è importante definire se la struttura sia rivolta lato *front* o lato *back* alla zona termica in considerazione, mentre non serve inserire la superficie raddoppiata, in quanto automaticamente verrà copiata nell'altra zona/nodo, rivolta dal lato opposto;
- *boundary*: è il caso delle strutture che confinano con una condizione al contorno stabile; essa può essere "*identical*" alla zona termica in questione (come nel caso del muro divisorio con l'altra unità immobiliare, supposta riscaldata alla stessa temperatura) oppure "*user defined*" (come nel caso del solaio contro terra).

Altri parametri di secondaria importanza sono il coefficiente di emissione ε ed il coefficiente di assorbimento della radiazione solare incidente (dipendente dal colore: imposto ovunque a 0.3 - tipico di tonalità chiare - tranne per parquet e piastrelle - ove è stato imposto pari a 0.6 o 0.8, tipici di tonalità più scure).

Per quanto riguarda le superfici, si precisa che:

- sono state riferite, per convenzione, alle dimensioni interne nette;
- dato che ogni serramento è associato univocamente ad un muro, l'area della struttura opaca deve comprendere anche la porzione finestrata; sarà poi l'algoritmo di calcolo interno ad eseguire la sottrazione delle superfici.

Per quanto riguarda l'inserimento dell'impianto radiante, nelle simulazioni volte al calcolo del fabbisogno energetico netto dell'edificio, la presenza delle tubazioni viene trascurata ed il solaio viene modellato esattamente con la stratigrafia descritta nel *Paragrafo 3.1*.

Nelle altre simulazioni, invece, l'impianto a pavimento viene considerato dividendo lo spessore del massetto in due strati di egual spessore, tra i quali trova alloggio un cosiddetto *Active Layer*.

Facendo riferimento alla *Figura 129*, la definizione di un *Active Layer* comporta la scelta dei seguenti parametri fisico-geometrici:

- calore specifico dell'acqua;
- passo tra i tubi;
- diametro esterno e spessore dei tubi;
- conducibilità termica della parete della tubazione.

Layer Type Manager

"Layer Type" Manager

layer type: **RADIANTE_SOGGIORNO**

Building

☐ Massive Layer ☐ Massless Layer ☒ Active Layer ☐ Chilled Ceiling

Active Layer

specific heat coefficient of water: **4.18** kJ / kg K

pipe spacing (center to center): **0.1** m

pipe outside diameter: **0.02** m

pipe wall thickness: **0.002** m

pipe wall conductivity: **1.26** kJ / h m K

☐ expert mode

Figura 129. Scheda *Layer Type Manager* per l'inserimento delle tubazioni dell'impianto radiante e delle loro proprietà termico-geometriche.

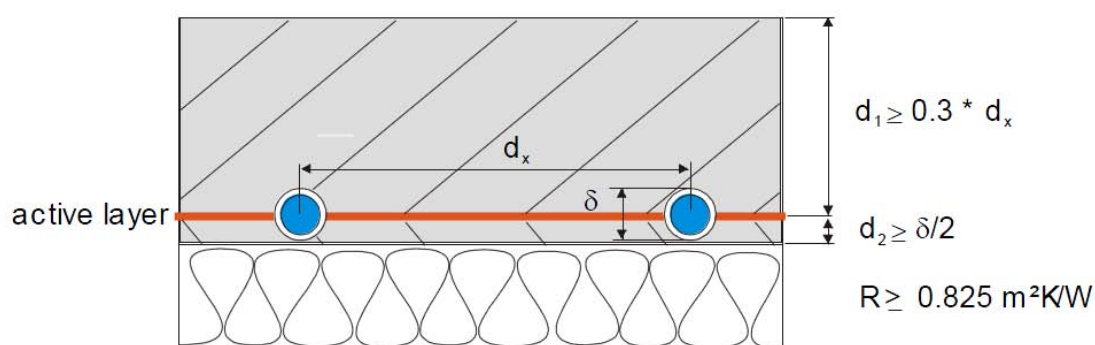


Figura 130. Limitazioni sulle caratteristiche fisiche e geometriche dell'impianto radiante imposte da *TRNBuild*.

Una volta inseriti questi dati, nella scheda *Wall* della zona termica di interesse, la superficie in cui è stato inserito l'*Active Layer* viene evidenziata con la lettera A accanto al suo nome, e si può accedere alla scheda *Active Layer Specification*. In questa scheda è possibile definire la totale portata di massa fluente nei circuiti di quella zona termica, il numero dei circuiti che compongono l'impianto radiante della stanza, la temperatura di mandata del fluido termovettore (*Figura 131*).

Definition Active Layer - RADIANTE_SOGGIORNO (surface: 37)

Definition Active Layer

inlet temperature: °C inlet mass flow rate: kg / h
 number of fluid loops: gain: kJ / h

Min. Inlet Mass Flowrate

total area of connected surfaces: m²

	specific value	absolute value
min. desired inlet mass flowrate (>0):	<input type="text" value="22"/> kg / h m ²	<input type="text" value="572.00"/> kg / h
min. allowed inlet mass flowrate (>0):	<input type="text" value="21.27"/> kg / h m ²	<input type="text" value="552.99"/> kg / h

Serial connection of surfaces with active layers

☒ Divide Surface ☐ Merge Surface "Autosegmentation" subdivides the active surface into segments. Segment surfaces are created and connected in series automatically.

☐ show calculation surface no. of segments:

contributed by: **EMPA** Materials Science & Technology

Figura 131. Scheda *Active Layer Specification* per l'inserimento dei parametri funzionali dell'impianto radiante.

Per realizzare le logiche di controllo delle varie simulazioni è fondamentale poter variare arbitrariamente i valori di temperatura di mandata e di portata di massa: essi, pertanto, vengono inseriti come *Input* e ricevuti esternamente dall'edificio da un controllore esterno. Tuttavia, come si può notare dalla *Figura 131*, *TrnBuild* impone dei vincoli circa la minima portata di massa che può fluire per unità di superficie entro la superficie radiante. Queste limitazioni sono definite sulla base dei parametri geometrici specificati nell'*Active Layer* e producono un errore di calcolo fatale nella simulazione qualora vengano violate. Poiché la portata minima accettata dal *tool* è di un ordine di grandezza superiore alle portate di progetto dei circuiti in analisi, è necessario eseguire la simulazione con quella portata minima costante, facendo variare la temperatura di mandata in maniera fittizia per simulare le reali variazioni in portata. Maggiori dettagli saranno forniti nel *Paragrafo 3.5*.

Per quanto riguarda i serramenti, si è scelta dalla libreria di *Trnsys* la tipologia "INS2_AR_1". Si tratta di una finestra a doppia lastra con intercapedine riempita di gas inerte (Argon), caratterizzata da una trasmittanza del vetro pari a 1.4 W/m²K, un *g-value* di 0.6, una trasmittanza del telaio pari a 2 W/m²K e una percentuale di telaio del 15%. Pesando le trasmittanze di vetro e telaio attraverso le rispettive aree, la trasmittanza globale del serramento risulta di 1.49 W/m²K.

Allo scopo di conteggiare l'azione schermante operata da aggetti, ostacoli esterni o sistemi di schermatura della radiazione solare, è stato ovunque imposto un "*external shading factor*" pari a 0.2.

Dopo aver definito tutte le strutture che compongono l'involucro, bisogna specificare quali siano le condizioni interne ed esterne cui è sottoposto l'edificio.

Per quanto riguarda la simulazione di base, in cui verrà analizzato il comportamento dell'edificio con impianti di riscaldamento e di raffrescamento attivi, si inseriscono i seguenti *input*:

- *Infiltration*: è stato specificato per tutte le zone termiche un ricambio di 0.5 Vol/h;
- *Heating*: nelle simulazioni per il calcolo del fabbisogno energetico netto dell'edificio si specifica, stanza per stanza, la temperatura di *set-point* da mantenere in regime di riscaldamento, secondo i profili già definiti come configurazioni a), b), c) e d). Non vengono poste limitazioni alla potenza dell'impianto. Qualora si volesse avere informazioni anche sul carico latente legato all'umidificazione degli ambienti, verrebbe altresì richiesto di mantenere un'umidità relativa pari al 50%. Nelle simulazioni con impianto radiante acceso, invece, l'*Heating* viene commutato nello stato *off*, in quanto la sorgente di calore sarà insita negli *Active Layers* delle superfici radianti;
- *Cooling*: poiché lo studio del comportamento dell'impianto radiante nel regime di raffrescamento esula dagli obiettivi di questa tesi, non è stato attivato alcun impianto di raffrescamento per il mantenimento di un *set-point* massimo di temperatura;
- *Gains*: per la valutazione dei carichi interni, sono stati inseriti i profili orari definiti nel *Paragrafo 3.2* attraverso la modalità *Scheduling*. Dopo aver convertito i valori dei carichi endogeni sensibili da [W] in [kJ/h], essi sono stati supposti distribuirsi equamente nelle quote convettiva e radiante (*Convective Power* e *Radiative Power*); i profili dei carichi interni di tipo latente invece sono stati inseriti in [kg/h] alla voce *Abs. Humidity*;
- *Initial Values*: bisogna indicare le condizioni termo-igrometriche da cui inizierà la simulazione, cioè quelle relative al 01 gennaio. Per tutte le zone termiche sono state imposte una temperatura interna di 20 °C e un'umidità relativa ϕ del 50%.

Ultima operazione in *TRNBuild* è la specificazione delle grandezze relative alle varie zone termiche di cui vorremo seguire l'andamento durante la simulazione. Attraverso lo strumento *Output* dalla scheda *Project*, si è scelto di monitorare per ogni zona termica: la temperatura dell'aria, la temperatura operativa, la temperatura superficiale del pavimento, il carico sensibile richiesto all'impianto.

3.4.2 *Simulation Studio*

Il secondo *step* è quello di far comunicare l'edificio con qualsiasi condizione di carattere esterno rispetto all'involucro edilizio. A ciò provvede il *tool Simulation Studio*, che rappresenta la principale interfaccia grafica di *Trnsys*. Da qui, infatti, è possibile creare un nuovo progetto semplicemente selezionando e trascinando i vari componenti dalla libreria verso lo spazio di lavoro, connettendoli insieme ed impostando i parametri globali della simulazione.

I vari componenti che possono essere inseriti all'interno del progetto vengono denominati *Type*: ogni *Type* è descritta da un modello matematico e presenta una serie di parametri, ingressi ed uscite (*Parameters, Inputs, Outputs*).

È fondamentale che le *Types* comunichino tra loro correttamente, perciò bisogna specificare le caratteristiche dei singoli rami di collegamento, connettendo graficamente gli *Output* dell'una agli *Input* dell'altra.

Infine, nella scheda *Control Cards*, vanno specificati i parametri della simulazione: si è scelto di iniziare all'ora 0 e di terminare all'ora 8760 (simulando perciò l'andamento annuale), con un *time-step* di 0.25 h.

Nelle simulazioni per il calcolo del fabbisogno energetico netto dell'edificio devono comunicare almeno le seguenti *Types*:

- l'edificio appena modellato in *TRNBuild*, descritto dalla *Type 56 (Multi-zone Building)*;
- i dati climatici, se forniti da un file esterno in formato *.tm2*, vengono letti tramite la *Type 15-6 (Weather Data Processor)*. Il file climatico rappresenta un anno tipo ottenuto mediando i dati di 20 anni, ed offre i valori orari della temperatura dell'aria esterna, dell'umidità relativa e della radiazione diretta e diffusa. I dati sono raccolti per gli aeroporti di varie località italiane, tra i quali sono stati selezionati quelli di Venezia-Tessera, Roma-Fiumicino e Palermo-Punta Raisi. All'interno della *Type*, è necessario specificare il numero di superfici sulle quali si vorrà calcolare il contributo della radiazione solare, pertanto sono state inserite manualmente le 4 orientazioni delle superfici verticali esterne definite in *TRNBuild*, corredate dai rispettivi valori di *azimuth* e *slope*;
- la visualizzazione a schermo dei risultati della simulazione avviene attraverso la *Type 65c (Online Plotter With File)*. Oltre alla stampa a video, questo componente rende disponibile un file esterno (*.txt*) su cui successivamente operare l'elaborazione dei dati.

Nelle simulazioni in cui invece viene disattivato l'*Heating* ed inserito l'impianto radiante, secondo varie logiche di regolazione, si è fatto ricorso ad ulteriori componenti:

- la calcolatrice interna di *Simulation Studio*, per ridurre il numero di *Input* in ingresso alla *Type 62*;
- la *Type 21 (Time Values)*, per disporre come *Input* dell'ora attuale durante lo svolgimento della simulazione;
- la *Type 93 (Input Value Recall)*, per memorizzare i valori di una grandezza desiderata in due *step* successivi della simulazione (istante corrente τ ed istante precedente $\tau-1$);
- la *Type 157 (Hourly Forcing Function Scheduler, Identical Days)*, per definire l'andamento giornaliero del *set-point* delle varie stanze;
- la *Type 23 (PID controller)*, per utilizzare un regolatore di tipo PID;
- la *Type 62 (TRNSYS / Excel Coupling)*, per permettere ad un foglio di calcolo *Microsoft Excel* di scambiare *Input* (al massimo 8) ed *Output* (al massimo 9) con gli altri componenti inseriti all'interno della simulazione.

3.5 Excel

Il ricorso a fogli di calcolo *Microsoft Excel* si è reso necessario dal momento in cui *Trnsys* impone vincoli troppo restrittivi alla portata che può fluire all'interno dell'impianto radiante. La prima delle due tipologie di foglio di calcolo impiegate nelle simulazioni è dunque quella volta al calcolo della temperatura fittizia di mandata da comunicare a *Trnsys*, affinché, adottando costantemente la portata di massa minima accettata, vengano tuttavia riprodotte le fluttuazioni energetiche tipiche della regolazione di un impianto radiante. Infatti, per calcolare il flusso termico ceduto dal fluido termovettore in un determinato istante, il *software* ricorre all'equazione del calore lato acqua:

$$q = \dot{m} \cdot c_{p,W} \cdot (\vartheta_V - \vartheta_R)$$

ove gli effetti energetici in ambiente sono ciechi rispetto alla sorgente del calore: il bilancio eseguito è di tipo entalpico ed è insensibile al fatto che l'apporto termico ricevuto dalla superficie radiante provenga da un'ingente portata massica piuttosto che da un'elevata temperatura di mandata.

L'unica accortezza da praticare è quella di non modificare la temperatura superficiale media del pavimento tra il caso reale e quello fittizio, in quanto ciò comprometterebbe la valutazione degli scambi termici per mutua radiazione tra le superfici costituenti l'ambiente, allo scopo di determinare la temperatura del nodo d'aria centrale. La soluzione è quella di imporre l'uguaglianza della temperatura media del fluido termovettore nelle due situazioni, reale e fittizia.

Viene ora riportato il procedimento dettagliato per il calcolo della temperatura di mandata fittizia da inviare come *Input* alla *Type 56* di *Trnsys*.

1. Determinazione del calore attualmente scambiato dall'impianto radiante (resa termica reale).

Si tratta di risolvere un sistema di equazioni:

$$\begin{cases} Q = \dot{m} \cdot c_{p,W} \cdot (\vartheta_V - \vartheta_R) \\ Q = K_H \cdot \Delta\theta_H \cdot A_F \end{cases}$$

dove i simboli sono quelli già utilizzati in questa trattazione.

Assumendo come note la temperatura dell'aria interna ϑ_i insita nel $\Delta\theta_H$ (viene fornita in *Output* dalla *Type 56*), la temperatura di mandata ϑ_V (costante se si tratta di regolazione a punto fisso e variabile se si tratta di regolazione climatica), e la portata di massa \dot{m} (determinata dal regolatore di zona o di ambiente) si può risolvere il sistema rispetto alle incognite ϑ_R e Q :

$$\begin{cases} Q_r = \frac{e^A - 1}{e^A} \cdot \dot{m}_r \cdot c_{p,W} \cdot (\vartheta_{V,r} - \vartheta_i) \\ \vartheta_{R,r} = \vartheta_{V,r} - \frac{Q_r}{\dot{m}_r \cdot c_{p,W}} \end{cases}$$

dove:

- l'esponente A è così definito: $A = \frac{K_H \cdot A_F}{\dot{m}_r \cdot c_{p,W}}$;
- è stato aggiunto il pedice r per indicare che tutte queste quantità sono riferite al caso reale: si tratta della vera temperatura di mandata e della vera portata di massa inviate al circuito radiante, che saranno ben diverse da quelle comunicate in maniera fittizia, ma equivalente, alla *Type 56* di *Trnsys*.

2. Imposizione dell'eguaglianza tra il calore scambiato nel caso reale ed in quello fittizio:

$$Q_r = Q_f$$

dove stavolta il pedice f contraddistingue il caso fittizio. Assumendo in prima battuta la costanza dei calori specifici dell'acqua, si perviene alla seguente espressione:

$$\Delta\vartheta_f = \Delta\vartheta_r \cdot \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_f}$$

dove:

$\Delta\vartheta_r = (\vartheta_{V,r} - \vartheta_{R,r})$ è il salto termico subito dall'acqua nel caso reale;
 \dot{m}_r è la portata di fluido termovettore circolante realmente nel circuito;
 \dot{m}_f è la portata di fluido termovettore fittizia ed indicata da *Trnsys* come quel valore minimo accettabile per poter eseguire i calcoli della simulazione.

3. Imposizione dell'eguaglianza della temperatura media del fluido termovettore nei casi reale e fittizio:

$$\frac{\vartheta_{V,r} + \vartheta_{R,r}}{2} = \frac{\vartheta_{V,f} + \vartheta_{R,f}}{2}$$

Essendo Q costante e $\dot{m}_r < \dot{m}_f$, risulterà sempre che $\Delta\vartheta_r > \Delta\vartheta_f$.

Si può dunque definire lo scostamento tra le due differenze di temperatura:

$$\Delta(\Delta\vartheta) = \Delta\vartheta_r - \Delta\vartheta_f$$

Imponendo che il $\Delta\vartheta_r$ ed il $\Delta\vartheta_f$ siano centrati sullo stesso valor medio (*Figura 132*), per ottenere la temperatura di mandata fittizia basterà sottrarre dalla temperatura di mandata reale il semi-scostamento $\Delta(\Delta\vartheta)$:

$$\vartheta_{V,f} = \vartheta_{V,r} - \frac{1}{2} \Delta(\Delta\vartheta)$$

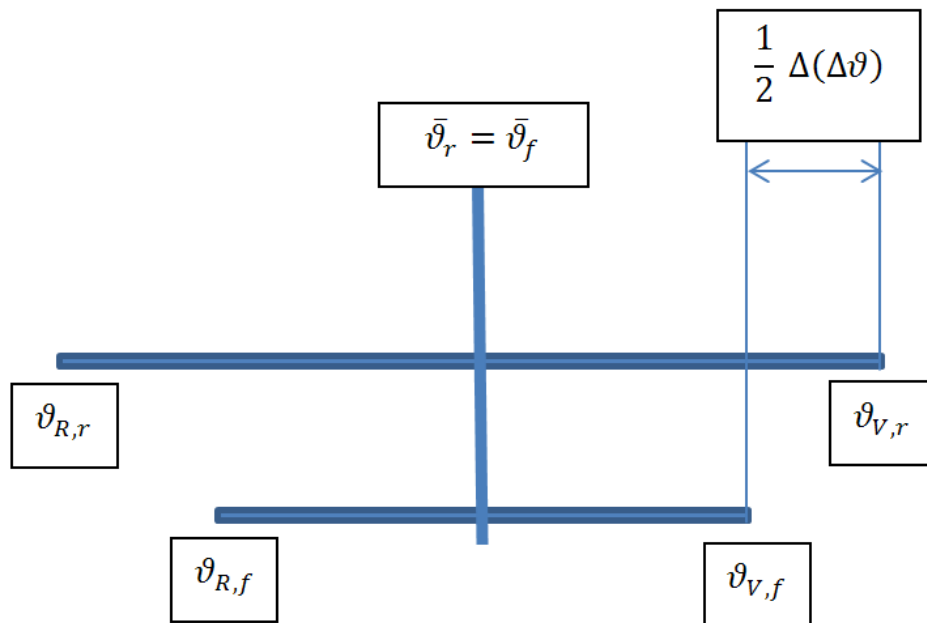


Figura 132. Relazioni tra le temperature del fluido termovettore nel caso reale e nel caso fittizio.

La seconda tipologia di foglio di calcolo *Excel* adottata all'interno di *Simulation Studio* è quella relativa all'implementazione del regolatore di zona o di ambiente. Mentre per il regolatore PID ci si è avvalsi dell'omologa *Type* presente in *Simulation Studio*, per quanto riguarda i regolatori di tipo on/off e proporzionale si è preferito sviluppare esternamente l'algoritmo di controllo, come sarà illustrato nel *Capitolo 4*.

Capitolo 4

Simulazioni e risultati

4.1 Simulazioni

Per ciascun clima (Venezia, Roma, Palermo), l'edificio è stato sottoposto a 29 simulazioni in ambiente *Trnsys*, di cui:

- 3 dedicate al calcolo del fabbisogno energetico netto in tre configurazioni differenti di *set-point* di temperatura ambiente;
- 2 dedicate al calcolo del consumo nel caso senza regolazione (fasce orarie);
- 15 dedicate al calcolo del consumo con un regolatore di tipo on/off;
- 4 dedicate al calcolo del consumo con un regolatore di tipo P;
- 3 dedicate al calcolo del consumo con un regolatore di tipo PID;
- 2 dedicate al calcolo del consumo con una regolazione in sola temperatura.

Le prime tre simulazioni sono state svolte in modo da ricavare il termine di confronto per quelle successive. Il fabbisogno energetico netto nella stagione di riscaldamento corrisponde infatti alla quantità totale di energia richiesta dall'edificio per mantenere la temperatura ambiente esattamente al valore di progetto (*set-point*). Si tratta dell'energia termica a valle del processo di generazione, distribuzione, regolazione ed emissione, cioè del calore finale che viene consegnato dai corpi scaldanti all'ambiente. Gli apporti termici gratuiti, come i carichi endogeni ed i *solar gains*, possono contribuire a ridurre l'impegno richiesto all'impianto, oppure addirittura essere sufficienti in modo autonomo per raggiungere il *set-point* o superarlo. In aderenza a quanto descritto, il calcolo del calore sensibile eseguito da *Trnsys* prevede la risoluzione di un bilancio energetico in ambiente nel quale il contributo di cui l'impianto deve farsi carico è la sola quota parte mancante per integrare gli apporti gratuiti affinché la temperatura ambiente perlomeno collimi col *set-point*.

Come già descritto nel *Capitolo 3*, le configurazioni di *set-point* provate sono state quattro: una di base (a), comune alla maggior parte delle simulazioni, mentre le restanti tre (b, c, d) sono state impiegate all'occorrenza a beneficio di un confronto più approfondito ed una visuale più generale del problema. Per ciascuna di queste configurazioni e per ciascuno dei climi esaminati, i fabbisogni energetici netti così ottenuti sono riassunti nella *Tabella 15*.

Clima	Configurazione a) 20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)	Configurazione b) 20/18°C (tutte le stanze)	Configurazione c) 20°C (tutte le stanze)
Venezia	30.94 kWh/m ² anno	29.05 kWh/m ² anno	30.45 kWh/m ² anno
Roma	12.82 kWh/m ² anno	11.08 kWh/m ² anno	11.87 kWh/m ² anno
Palermo	3.16 kWh/m ² anno	1.78 kWh/m ² anno	1.91 kWh/m ² anno

Tabella 15. Fabbisogni energetici netti nei vari climi in funzione della configurazione del *set-point*.

Già da un primo raffronto dei dati in *Tabella 15*, si può notare che:

- i fabbisogni energetici sono ovunque molto contenuti: dai valori tipici delle nuove costruzioni ben isolate nel clima più rigido (Venezia), ai valori da “*passive house*” dei climi più miti (Roma e, in particolar modo, Palermo). La ragione di questo risultato va ricercata nella scelta dell’involucro, il quale rispetta i limiti imposti dalla legislazione vigente per la zona climatica più fredda (la E di Venezia), e di conseguenza anche per le altre, risultando tuttavia più che abbondante (a Palermo circa del doppio). Un rapido raffronto si può trovare in *Tabella 16*.

Zona climatica	Trasmittanza strutture verticali opache [W/m ² K]		Trasmittanza componenti trasparenti comprensivi di infissi [W/m ² K]	
	Appartamento simulato	Limiti da D.Lgs. 311/2006 (dal 01/01/2010)	Appartamento simulato	Limiti da D.Lgs. 311/2006 (dal 01/01/2010)
B (Palermo)	0.25	0.48	1.50	3.0
D (Roma)	0.25	0.36	1.50	2.4
E (Venezia)	0.25	0.34	1.50	2.2

Tabella 16. Confronto tra i valori di trasmittanza scelti per l’involucro dell’edificio in analisi e quelli imposti a livello legislativo per ciascuna zona climatica.

- l’attenuazione notturna del *set-point* nei nuovi edifici ben isolati comporta un risparmio energetico molto contenuto, quantificabile in una quantità pari al 4÷7% (dal raffronto delle configurazioni b e c);
- il caso di Palermo appare poco significativo: per fabbisogni energetici netti così bassi, l’installazione di un impianto radiante non è la scelta più conveniente. Tuttavia, la scelta di non cambiare l’involucro è giustificata dalla volontà di eseguire dei ragionamenti omogenei, a parità di condizioni.

Le simulazioni successive sono volte ad eseguire il primo *step* nel percorso per risalire dal fabbisogno energetico netto al fabbisogno energetico lordo:

procedendo verso monte, cioè verso l'impianto di generazione, le prime perdite che incrementano il quantitativo di energia che bisognerà fornire all'edificio sono quelle legate al terminale di impianto. Dunque, tralasciando come l'energia termica venga prodotta (generatore di calore) o come venga distribuita (idronica), si intende rivolgere l'attenzione proprio agli aspetti dell'emissione e della regolazione. In particolare, per eseguire un'analisi in quest'ultimo ambito, è necessario riuscire a scorporare dai risultati delle simulazioni le perdite per emissione, dalle quali per nulla dipendono quelle per regolazione.

In *Tabella 17* sono riportate le descrizioni complete delle sigle che contraddistinguono le varie simulazioni e che d'ora in avanti verranno comunemente impiegate nel corso della trattazione.

Sigla	Tipo di regolatore	Tipo di regolazione	Regolazione in temperatura	Tipo di sensore	Configurazione set-point
1a	Fasce orarie	-	Punto fisso	-	-
1b	Fasce orarie	-	Climatica	-	-
2a	On/off	Zona (soggiorno)	Punto fisso	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
2b	On/off	Zona (soggiorno)	Climatica	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
2c	On/off	Zona (soggiorno)	Punto fisso	Operante	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
2d	On/off	Zona (soggiorno)	Climatica	Operante	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
2e	On/off	Zona (camera singola)	Punto fisso	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
3a	On/off	Singolo ambiente	Punto fisso	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
3a (md)	On/off	Singolo ambiente	Punto fisso con mandate differenziate	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
3b	On/off	Singolo ambiente	Climatica	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
3b (md)	On/off	Singolo ambiente	Climatica con mandate differenziate	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
3c	On/off	Singolo ambiente	Punto fisso	Operante	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
3d	On/off	Singolo ambiente	Climatica	Operante	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
3e	On/off	Singolo ambiente	Punto fisso	Aria	20/18°C
3f	On/off	Singolo ambiente	Climatica	Aria	20/18°C
3g	On/off	Singolo ambiente	Punto fisso	Aria	20°C
3h	On/off	Singolo ambiente	Climatica	Aria	20°C
4a	P	Zona	Punto fisso	Aria	20/18°C (stanze)

		(soggiorno)			24/18°C (bagno)
5a	P	Singolo ambiente	Punto fisso	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
5b	P	Singolo ambiente	Climatica	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
5b (md)	P	Singolo ambiente	Climatica con mandate differenziate	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
6a	PID	Zona (soggiorno)	Punto fisso	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
7a	PID	Singolo ambiente	Punto fisso	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
7b	PID	Singolo ambiente	Climatica	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
8	Sola temperatura	Zona (soggiorno)	Punto fisso	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)
9	Sola temperatura	Singolo ambiente	Climatica	Aria	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)

Tabella 17. Prospetto riepilogativo delle simulazioni svolte.

Per una rapida interpretazione delle sigle, si consideri che:

- i numeri pari indicano sempre una regolazione di zona (2, 4, 6, 8) e quelli dispari diversi da 1 una regolazione a singolo ambiente (3, 5, 7, 9);
- le lettere a) e b) indicano i casi di base, con la classica configurazione del *set-point* (a), rispettivamente nelle versioni a punto fisso e climatica; nel caso del punto fisso, la temperatura è quella di progetto, mentre nel caso della climatica si segue una retta passante per i punti ($\vartheta_{V,prog}$; $\vartheta_{e,prog}$) e (22°C ; 15°C), dove la prima coordinata rappresenta la temperatura di mandata e la seconda coordinata la temperatura dell'aria esterna;
- le lettere c) e d) sono omologhe ai casi nominati a) e b), con la differenza che sono stati svolti con un sensore di temperatura operante (globotermostati) in luogo del classico termostato per la misura della temperatura dell'aria;
- le lettere d), e), f) e g) sono omologhe ai casi nominati a) e b), con la differenza che sono stati svolti con una diversa configurazione del *set-point* di temperatura dell'aria;
- il suffisso "md" indica un possibile *upgrade* per la regolazione climatica, costituito dall'adattamento della curva di riscaldamento al fabbisogno delle singole stanze, differenziando quindi la temperatura di mandata in ogni locale.

4.1.1. Simulazioni con accensioni a fasce orarie

Nelle prime simulazioni, si è voluta analizzare la gestione più energivora dell'impianto radiante, cioè quella sprovvista di sistema di regolazione. In questo caso, il fluido viene inviato alle serpentine in determinate fasce orarie pre-impostate, a condizioni di temperatura e portata fisse (qui assunte pari ai valori di progetto). Naturalmente, gli intervalli di tempo in cui l'impianto è acceso devono essere modulati mensilmente sulla base delle condizioni climatiche esterne: eseguendo qualche simulazione di prova, cercando di mese in mese un corretto bilanciamento dell'impianto affinché la temperatura interna assuma valori accettabili, si è pervenuti alla definizione delle fasce orarie riportate in *Tabella 18*.

Clima	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Ottobre	Novembre	Dicembre
Venezia	7-10 18-22	7-10 18-22	7-8 19-20	-	7-8 19-20	7-9 18-21	7-10 18-22
Roma	7-10 18-22	7-9 18-21	-	-	-	7-8 19-20	7-9 18-21
Palermo	7-9 18-21	7-8 19-20	-	-	-	-	7-8 19-20

Tabella 18. Orari di accensione dell'impianto radiante utilizzati nelle simulazioni di tipo 1.

Nella simulazione di tipo b, è stato introdotto il minimo elemento migliorativo per la conduzione energeticamente più razionale dell'impianto, ossia una pre-regolazione centrale di tipo climatico, per accomodare almeno la temperatura di alimentazione dei pannelli radianti alle condizioni esterne. In ogni caso, in questa tipologia di simulazioni, manca qualsiasi *feedback* della temperatura interna: non è previsto alcun termostato in ambiente per rilevare se l'attività dell'impianto ecceda o difetti la richiesta attuale. Nella pratica tecnica, non è raro imbattersi in vecchi impianti gestiti in questo modo (condomini a gestione centralizzata, uffici del terziario con riscaldamento imposto arbitrariamente dal gestore del calore, ecc.): il risultato è un'oscillazione troppo ampia della temperatura interna, in quanto l'alimentazione è "cieca" alle condizioni interne e non è comandata dall'inseguimento di un *set-point*.

4.1.2. Simulazioni con regolatore on/off

Il regolatore on/off produce un'azione a due *step*: tutto o niente. Ciò significa che nei circuiti dell'impianto radiante, se circola della portata, essa è in quantità pari al valore di progetto, senza capacità di modulazione. Questa tipologia di simulazioni coinvolge il numero più ampio di casi che sono stati analizzati, in quanto la semplicità di un regolatore a due posizioni svincola in confronto dei risultati da possibili errori di taratura del regolatore stesso: qui, infatti, è sufficiente stabilire il

differenziale³¹ di temperatura attorno al *set-point*. Nella fattispecie, in una fase iniziale, si è confrontato il comportamento del sistema con l'applicazione delle due più tipiche bande di oscillazione dei termostati on/off presenti sul mercato: 1 °C (± 0.5 °C) e 0.6 °C (± 0.3 °C).

A fronte di qualche simulazione campione, si è optato per il primo tipo di termostato (differenziale = 1 °C) in quanto le differenze dei consumi ottenuti erano minime (1÷3 %) e nella maggior parte dei casi a favore di quello con differenziale più ampio.

4.1.3. Simulazioni con regolatore proporzionale

Il regolatore proporzionale produce un'azione u proporzionale all'errore tra il *set-point* ϑ_{set} e la temperatura attuale registrata ϑ_i :

$$u = K_p \cdot (\vartheta_{set} - \vartheta_i)$$

dove la costante di proporzionalità K_p è stata imposta pari a 100 (corrispondente ad una banda proporzionale di 1°C³²). La scelta di fissare la banda proporzionale ad 1 °C riflette la volontà di riferirsi ad un regolatore medio rispetto a quelli riportati nel Prospetto della UNI/TS 11300-2, nel quale i rendimenti di regolazione ottenuti con un regolatore proporzionale sono distinti nelle bande proporzionali da 0.5 °C, 1 °C e 2 °C.

Per quanto riguarda l'azione svolta dal regolatore, quando l'uscita u è negativa, significa che la temperatura ambiente ha superato il valore prefissato, perciò si possono mandare in chiusura le testine elettrotermiche del collettore, arrestare la pompa ed annullare la portata circolante nell'impianto: in tal caso, viene comunicato direttamente il valore 0 come *Input* per la portata di massa all'interno della *Type 56*. Quando invece l'uscita u è positiva, essa va ad agire per via moltiplicativa sulla portata di massa di progetto (reale). L'unica limitazione imposta alla regolazione riguarda la portata massima che può circolare entro un circuito dell'impianto radiante. Poiché grandi scostamenti negativi dal *set-point* producono elevate uscite del regolatore (in modo proporzionale, appunto), ciò si tradurrebbe in un aumento altrettanto imponente della portata da inviare alle serpentine. Tuttavia, dato che la velocità di flusso dell'acqua nelle tubazioni è direttamente proporzionale alla portata, e le perdite di carico (continue e localizzate) ne dipendono con legge quadratica, è necessario imporre una limitazione superiore alla quantità di fluido termovettore che può circolare. Questo a beneficio della conservazione in buono stato delle tubazioni da un lato, e della spesa energetica che le pompe devono affrontare dall'altro. In base ai valori più comuni per questo tipo di impianti e alle tubazioni scelte, si è fissato un limite massimo di velocità entro le serpentine di 0.7 m/s. A tale valore corrisponde una portata massima (445 kg/h), che non può essere superata nemmeno qualora il regolatore lo imponesse attraverso un'elevata uscita.

³¹ Per limitare le oscillazioni e l'usura dei componenti, è necessario lavorare entro una banda ("differenziale"), la cui ampiezza ha naturalmente implicazioni sia nell'energia spesa sia nel comfort che è possibile conseguire.

³² Si ricordi che vale la relazione $K_p = 100/B_p$, dove B_p è la banda proporzionale.

4.1.4. Simulazioni con regolatore PID

Il regolatore PID produce un'azione u proporzionale all'errore tra il set-point ϑ_{set} e la temperatura attuale registrata ϑ_i , al suo integrale nel tempo, ed alla sua variazione nel tempo:

$$u(t) = K_p \left[(\vartheta_{set} - \vartheta_i) + \frac{1}{T_I} \int_0^t (\vartheta_{set} - \vartheta_i) d\tau + T_D \frac{d(\vartheta_{set} - \vartheta_i)}{dt} \right]$$

dove le costanti sono state così fissate:

- guadagno proporzionale K_p pari a 100, come nel regolatore proporzionale;
- tempo integrale T_I pari a 100 h;
- tempo derivativo T_D pari a 5 h.

La taratura del regolatore PID è materia di complessità pertinente all'ambito dei controlli automatici, pertanto la valutazione dei coefficienti è stata svolta secondo un approccio empirico, di successive prove e miglioramenti, sulla base del clima di Venezia e per il solo termostato nel soggiorno. Tuttavia sembra che l'approccio migliore sia quello di modulare i valori dei guadagni in funzione del periodo dell'anno e dell'inerzia termica delle strutture che compongono la singola stanza in cui è installato il regolatore. I moderni regolatori di tipo PID presentano altresì una logica di *auto-tuning* che permette di tarare quotidianamente e in modo automatico i coefficienti caratteristici in funzione del comportamento termico registrato dall'ambiente il giorno prima.

4.1.5. Simulazioni con regolazione in temperatura

Esiste la possibilità di togliere un grado di libertà al problema della regolazione di un impianto radiante, lavorando a portata fissa al valore nominale per tutti i circuiti che compongono il sistema. In questo caso, oltre alla regolazione climatica, necessaria per avvicinare il livello termico del fluido termovettore al valore più consono per le condizioni esterne attuali, viene eseguita un'azione di *feedback* da parte della temperatura interna. Essa, confrontata con il *set-point*, produce un'azione correttiva sulla curva climatica: mantenendo costante il punto inferiore della curva, quello superiore, in corrispondenza della temperatura esterna di progetto invernale, subisce una traslazione di ampiezza proporzionale all'errore registrato dal termostato. In questo modo, si riesce ad avere riscontro immediato sull'efficacia dell'azione climatica prodotta, senza dover intervenire con una modulazione in portata.

4.2 Elaborazione dei risultati

Per ciascuna delle 26 simulazioni elencate in *Tabella 17*, si è provveduto ad elaborare i risultati forniti da *Simulation Studio* (descritti nel *Paragrafo 3.4.2*), ottenendo i seguenti *Output*:

- 1) l'andamento nel tempo della temperatura dell'aria interna;
- 2) l'andamento nel tempo della temperatura operante;
- 3) l'andamento nel tempo delle temperature superficiali;
- 4) la temperatura media dell'aria delle stanze o dell'appartamento durante la stagione di riscaldamento, con relativo valore della deviazione standard;
- 5) la temperatura minima dell'aria nelle stanze o nell'appartamento durante la stagione di riscaldamento;
- 6) la temperatura massima dell'aria nelle stanze o nell'appartamento durante la stagione di riscaldamento;
- 7) la temperatura superficiale minima nelle stanze o nell'appartamento durante la stagione di riscaldamento;
- 8) la temperatura superficiale massima nelle stanze o nell'appartamento durante la stagione di riscaldamento;
- 9) la temperatura media dell'aria esterna durante la stagione di riscaldamento;
- 10) la temperatura media del *set-point* interno durante la stagione di riscaldamento;
- 11) la percentuale delle ore durante la stagione di riscaldamento in cui la temperatura dell'aria si trova entro *range* di ampiezza 1°C (esempio: 19.5÷20.5 °C);
- 12) la percentuale delle ore durante la stagione di riscaldamento in cui la temperatura operante si trova entro *range* di ampiezza 1°C (esempio: 19.5÷20.5 °C);
- 13) lo scostamento medio orario, stanza per stanza, dal valore di *set-point* impostato (considerando sia gli scostamenti positivi, cioè i surriscaldamenti, che quelli negativi, cioè i sottoraffreddamenti);
- 14) lo scostamento medio orario negativo, stanza per stanza, dal valore di *set-point* impostato (considerando cioè i soli sottoraffreddamenti);
- 15) lo scostamento medio orario positivo, stanza per stanza, dal valore di *set-point* impostato (considerando cioè i soli surriscaldamenti);
- 16) il numero medio di ore al giorno in cui, stanza per stanza, si verificano i sottoraffreddamenti;
- 17) il numero medio di ore al giorno in cui, stanza per stanza, si verificano i surriscaldamenti;
- 18) il calore sensibile ceduto globalmente dall'acqua dell'impianto radiante durante la stagione di riscaldamento, stanza per stanza oppure complessivamente per l'intero appartamento;

- 19) il calore sensibile ceduto verso l'alto dall'acqua dell'impianto radiante durante la stagione di riscaldamento, stanza per stanza oppure complessivamente per l'intero appartamento;
- 20) la differenza tra i due dati precedenti: il calore ceduto verso il basso, cioè le perdite per emissione;
- 21) il numero di ore in cui l'impianto radiante, stanza per stanza oppure mediamente per l'intero appartamento, risulta acceso durante la stagione di riscaldamento.

Inoltre, si è provveduto a valutare, caso per caso, la bontà del sistema di regolazione secondo quanto previsto da due distinte norme:

- l'italiana UNI/TS 11300-2 del maggio 2008: *"Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria"*;
- l'europea UNI EN 15316-2-1 del maggio 2008: *"Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 2.1: Space heating emission systems"*.

Entrambe le normative sono attualmente in fase di revisione, pertanto questa trattazione intende fornire un contributo critico alla determinazione dei rendimenti di regolazione per quanto riguarda la norma italiana e delle sovratemperature equivalenti per quanto riguarda la norma europea.

La UNI/TS 11300-2, al *Paragrafo 6.6.2* (Sottosistema di regolazione), propone l'equazione (12) per il calcolo delle perdite del sottosistema di regolazione:

$$Q_{l,rg} = (Q_h' + Q_{l,e}) \cdot \frac{1 - \eta_{rg}}{\eta_{rg}}$$

dove:

$Q_{l,rg}$ sono le perdite totali nel sottosistema di regolazione [Wh];

Q_h' è il fabbisogno ideale netto per riscaldamento [Wh], pari al fabbisogno ideale depurato della quota di perdite recuperate dal sistema di produzione di acqua calda, calcolato in conformità alla UNI EN ISO 13790 e alla UNI/TS 11300-1;

$Q_{l,e}$ sono le perdite totali nel sottosistema di emissione [Wh];

η_{rg} è il rendimento di regolazione.

Ricavando la formula inversa, si ottiene il rendimento di regolazione:

$$\eta_{rg} = \frac{Q_h' + Q_{l,e}}{Q_h' + Q_{l,e} + Q_{l,rg}}$$

dove:

- il denominatore rappresenta la somma, ora per ora, stanza per stanza, nell'arco della stagione di riscaldamento, della potenza termica ceduta dall'acqua dell'impianto radiante (*Output 18*, secondo l'elenco numerico precedente);
- il numeratore rappresenta la somma delle perdite per emissione (*Output 20*) e del fabbisogno energetico netto calcolato con metodo quasi-stazionario (UNI EN ISO 13790). Tuttavia, avendo svolto tutte le simulazioni in ambiente dinamico (*Trnsys*), si identifica questa grandezza con il fabbisogno energetico netto ricavato dalle simulazioni introduttive descritte al *Paragrafo 4.1*. Da notare come, non avendo considerato i sistemi di produzione di acqua calda, da definizione il "fabbisogno ideale" coincide con il "fabbisogno ideale netto".

La stima delle perdite per emissione $Q_{l,e}$ (*Output 20*) è stata condotta alla luce delle seguenti considerazioni:

- la potenza termica ceduta ora per ora dall'acqua dell'impianto radiante viene valutata da *Trnsys* ricorrendo al semplice bilancio lato acqua:

$$q = \dot{m} \cdot c_{p,W} \cdot (\vartheta_V - \vartheta_R)$$
 dunque il flusso termico risulta direttamente proporzionale alla portata d'acqua;
- la portata d'acqua è, in tutte le simulazioni, pari alla portata di progetto o ad un suo multiplo secondo l'uscita prodotta dal regolatore;
- la portata di progetto era stata calcolata, in conformità con la EN 1264-3, includendo la maggiorazione dovuta alle inevitabili ed indesiderate perdite verso il basso, e risultante dal rapporto tra le resistenze termiche soprastanti alle tubazioni e quelle sottostanti alle tubazioni. Le maggiorazioni risultavano essere pari al 9.4% per il caso del parquet e del 3.1% per il caso della ceramica;
- in ultima analisi, la potenza termica q fornita da *Trnsys* contiene sempre la maggiorazione della portata stabilita in fase di dimensionamento dell'impianto, e ne è direttamente proporzionale;
- poiché le perdite per emissione sono riferibili proprio alla quota di flusso termico che non raggiunge l'ambiente soprastante, basterà eseguire una differenza:

$$\begin{aligned} Q_{l,e} &= Q_{con\ emissione} - Q_{senza\ emissione} = \\ &= Q_{con\ emissione} - \left(\frac{Q_{parquet}}{1.094} + \frac{Q_{ceramica}}{1.031} \right) \end{aligned}$$

dove $Q_{con\ emissione}$ è l'*Output 18*, mentre $Q_{parquet}$ e $Q_{ceramica}$ sono i due contributi all'*Output 18*, scorporati tra stanze con il parquet (camere) e stanze con le piastrelle in ceramica (bagno e soggiorno).

Per quanto concerne la norma europea UNI EN 15316-2-1, si fa riferimento all'equazione (11) contenuta al *Paragrafo 7.3 (Method using equivalent increase in internal temperature)*:

$$Q_{em,ls} = Q_H \cdot \frac{\Delta\vartheta_{int,inc}}{\vartheta_{int,ini} - \vartheta_{e,avg}}$$

dove:

$Q_{em,ls}$ rappresenta la somma di tutte le perdite che occorrono nel percorso a valle della generazione del calore, fino al raggiungimento del nodo d'aria ambiente;

Q_H rappresenta il fabbisogno energetico netto dell'edificio calcolato come da UNI EN ISO 13790;

$\vartheta_{int,ini}$ è la temperatura interna di *set-point* impostata per il calcolo del fabbisogno energetico netto Q_H secondo la UNI EN ISO 13790;

$\Delta\vartheta_{int,inc}$ rappresenta la sovratemperatura interna da aggiungere a $\vartheta_{int,ini}$ per ottenere la $\vartheta_{int,inc}$, cioè quella temperatura fittizia ed equivalente che, se riapplicata in luogo di $\vartheta_{int,ini}$ nel procedimento descritto dalla UNI EN ISO 13790, fornirebbe non più il fabbisogno energetico netto, ma il fabbisogno energetico lordo dell'edificio, comprensivo di tutte le perdite che si realizzano al suo interno;

$\vartheta_{e,avg}$ è la temperatura media dell'aria esterna durante la stagione di riscaldamento.

Questo metodo della sovratemperatura equivalente deriva dalla normativa francese³³ e, mentre nella versione del maggio 2008 era affiancato dal metodo tedesco³⁴ basato sul rendimento di emissione (metodo analogo a quello adottato nell'italiana UNI/TS 11300-2), nella bozza di revisione (prEN 15316-2-1:2013) appare ora come l'unico metodo sul quale basare il calcolo. Ai fini pratici, il rapporto tra il fabbisogno energetico netto e le perdite viene considerato pari al rapporto tra le forzanti di questi due flussi termici: essi sono i gradienti termici rispettivamente tra la temperatura media interna ideale e quella esterna, e la sovratemperatura che distingue la temperatura equivalente da quella media interna ideale.

³³ Norma francese RT 2005.

³⁴ Norma tedesca DIN 18599-6.

Ricavando dall'equazione di sopra la sovratemperatura equivalente, si ottiene:

$$\Delta\vartheta_{int,inc} = \frac{Q_{em,ls}}{Q_H} \cdot (\vartheta_{int,ini} - \vartheta_{e,avg})$$

Come detto, nella formula, $Q_{em,ls}$ rappresenta la quota di energia persa nel processo di emissione. Tuttavia, nella norma europea, l'emissione è intesa diversamente dall'approccio italiano, in quanto contiene al suo interno le vere e proprie perdite di emissione (qui indicate come “*embedded*”), quelle per regolazione, stratificazione, radiazione, intermittenza, sbilanciamento idraulico, distribuzione in rete. Nelle simulazioni svolte, le uniche perdite che sono state introdotte inserendo l'impianto radiante e le varie tipologie di regolatori sono attribuibili ai processi di emissione (nel senso “italiano”) e regolazione. Pertanto, volendo valutare la sovratemperatura legata al solo processo di regolazione, la formula diventa:

$$\Delta\vartheta_{ctr} = \frac{Q_{ctr,ls}}{Q_H} \cdot (\vartheta_{int,ini} - \vartheta_{e,avg})$$

dove:

$Q_{ctr,ls}$ sono le perdite dovute al processo di regolazione, ricavabili dalla differenza tra l'*Output 18* (calore ceduto globalmente dall'acqua) e la somma del fabbisogno energetico netto e l'*Output 20* (perdite di emissione);

Q_H è il fabbisogno energetico netto, ricavato mediante la UNI EN ISO 13790, quindi attraverso un calcolo quasi-stazionario. Per uniformità di riferimenti, si identifica ancora una volta questa grandezza con il fabbisogno ricavato dalle prime simulazioni in *Trnsys*, attraverso un metodo dinamico;

$\vartheta_{int,ini}$ è la temperatura di *set-point* dell'aria interna, valutata come la media nell'arco della stagione di riscaldamento dei *set-point* di tutte le stanze (*Output 10*);

$\vartheta_{e,avg}$ corrisponde a quello che è stato definito come *Output 9*.

Si riportano in *Tabella 19* i valori di questi ultimi due parametri, in quanto sono valori ben definiti, dipendenti dalla sola scelta del clima e dalla configurazione del *set-point*.

Set-point	$\vartheta_{int,ini}$			$\vartheta_{e,avg}$		
	Venezia	Roma	Palermo	Venezia	Roma	Palermo
20/18°C(stanze)	20.25 °C	20.25 °C	20.25 °C	6.65 °C	10.14 °C	13.41 °C
24/18°C (bagno)	20.25 °C	20.25 °C	20.25 °C	6.65 °C	10.14 °C	13.41 °C
20°C/18°C	19.50 °C	19.50 °C	19.50 °C	6.65 °C	10.14 °C	13.41 °C
20°C	20.00 °C	20.00 °C	20.00 °C	6.65 °C	10.14 °C	13.41 °C

Tabella 19. Temperatura di *set-point* media su tutto l'appartamento e temperatura dell'aria esterna media nell'arco della stagione di riscaldamento.

4.3 Analisi dei risultati

A fronte del cospicuo numero di simulazioni svolte, si preferisce riportare i risultati sotto forma di grafici e tabelle comparative, piuttosto che mostrare i dati separatamente per ogni tipologia di simulazione. Il commento dei risultati si avvarrà pertanto dell'ausilio figurativo per rimarcare gli aspetti fondamentali emersi dalla sperimentazione.

4.3.1 Rendimento di regolazione secondo UNI/TS 11300-2

Seguendo il procedimento esposto nel *Paragrafo 4.2*, è stato possibile valutare il rendimento di regolazione così come suggerito dalla norma italiana UNI/TS 11300-2, attualmente in revisione. I risultati sono stati riassunti in *Figura 133* per i tre climi analizzati e le 24 diverse tipologie di regolazione.

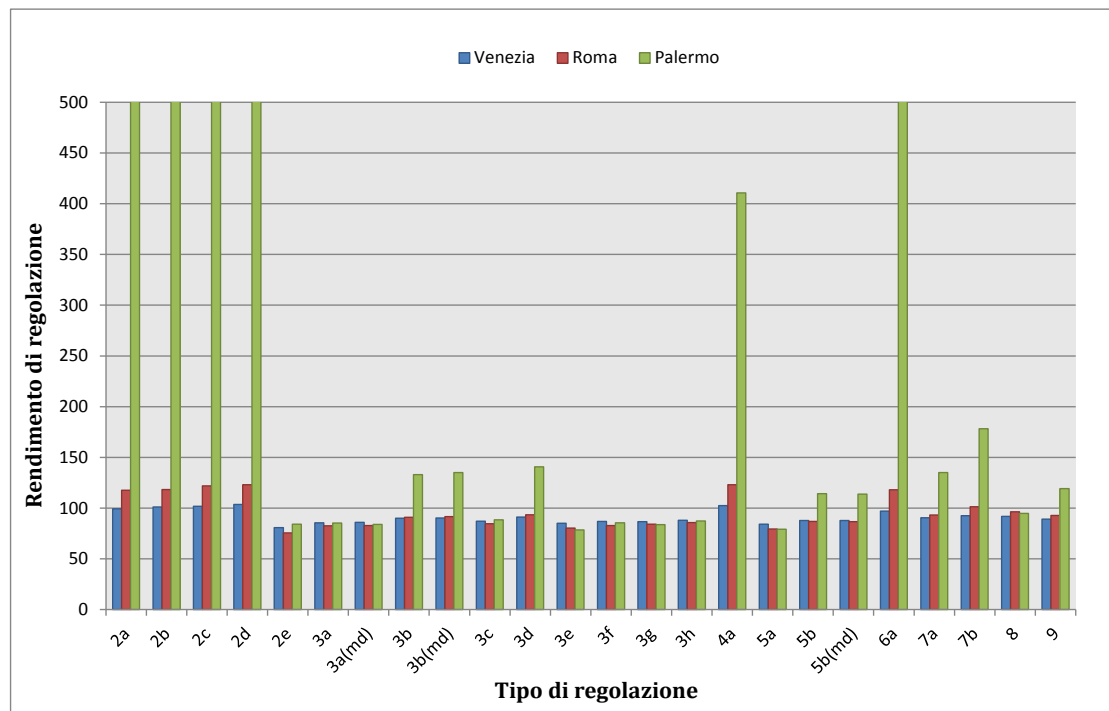


Figura 133. Rendimento di regolazione in accordo con la UNI/TS 11300-2 per varie strategie di regolazione, nei tre climi simulati.

Come si evince da questo primo raffronto, è necessario restringere l'analisi dei risultati ai soli climi di Venezia e Roma, poiché i risultati di Palermo non risultano significativi ai fini del confronto. La ragione della consistente differenza va ricercata in motivi aritmetici giustificati dall'effettivo aspetto fisico: nel rapporto con cui è definito il rendimento di regolazione, a denominatore compare l'energia complessiva ceduta dall'acqua dell'impianto radiante (comprensiva di perdite di regolazione e di emissione). Tanto più questo quantitativo di energia è piccolo, tanto più il quoziente risultante dal rapporto con esso sarà un valore elevato. Nella fattispecie, tutte le regolazioni di zona di Palermo in cui il termostato si trova in

soggiorno (2a, 2b, 2c, 2d, 4a, 6a) sono destinate ad imbattersi in questa problematica. Infatti, oltre alla presenza dei più forti carichi endogeni, il soggiorno è la stanza dell'appartamento che accoglie maggiore radiazione solare, ed una città in fascia climatica B come Palermo presenta *solar gains* quasi sempre sufficienti a mantenere in temperatura il locale (20 °C di giorno e 18 °C di notte) senza dover ricorrere all'accensione dell'impianto. A corredo di questa evidenza, si ricordi che l'edificio è stato progettato per il clima più critico (quello di Venezia), che le trasmittanze realizzate hanno valori pari a circa metà del limite superiore imposto dalla legislazione per la fascia B, e che la temperatura esterna media nella stagione di riscaldamento è di addirittura 13.4 °C. Il fatto che per le sei simulazioni citate l'impianto radiante venga chiamato in causa per appena lo 0.09÷0.36% delle ore della stagione di riscaldamento è significativo del fatto che l'impianto radiante, così regolato, è inutile.

Alla luce di queste considerazioni, si ripropone in *Figura 134* lo stesso grafico di prima, ristretto ai casi di Venezia e Roma, ed opportunamente riscalato.

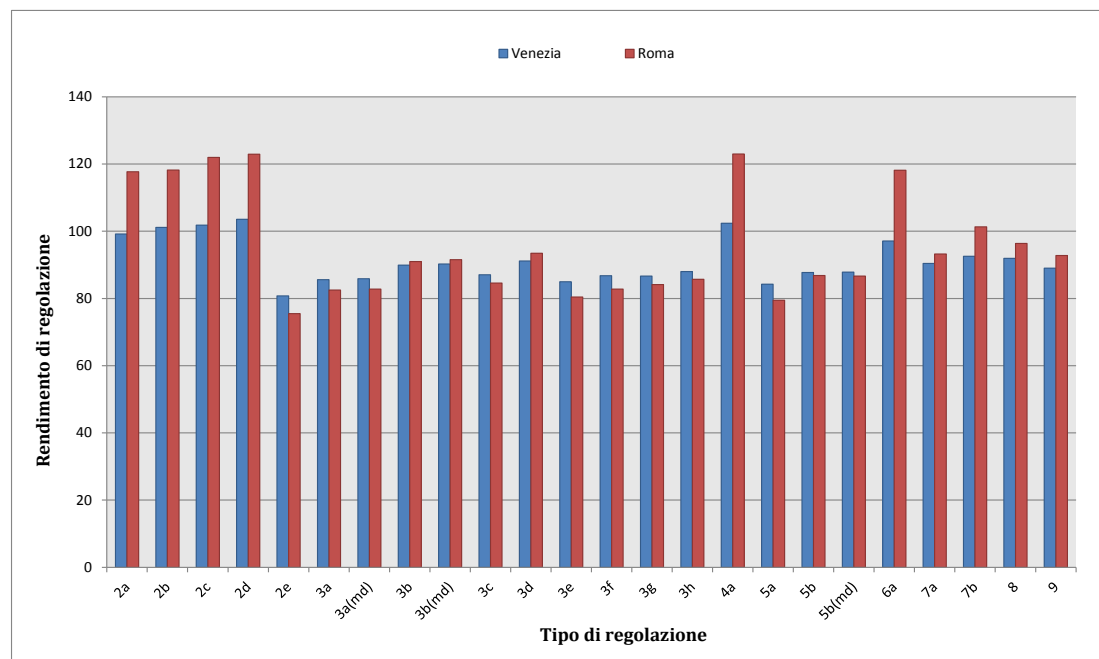


Figura 134. Rendimento di regolazione in accordo con la UNI/TS 11300-2 per varie strategie di regolazione, nei climi di Venezia e Roma.

Da una prima analisi del grafico dei rendimenti, è necessario chiarire come possa accadere che alcuni di essi superino il 100%. La ragione è la seguente: nel rapporto definito dalla UNI/TS 11300-2, a numeratore e denominatore compaiono termini energetici riferiti a situazioni fisiche diverse:

- il fabbisogno energetico netto si basa su “regolatore perfetto”, il quale permette di seguire fedelmente il *set-point* di temperatura, affinché l'ambiente non scenda al di sotto di quel valore e, qualora invece lo superi,

ciò è dovuto agli apporti termici gratuiti, ma non all'impegno richiesto all'impianto, che rimane contenuto al quantitativo minimo necessario;

- il calore ceduto dall'acqua dell'impianto radiante viene modulato da un sistema di controllo "imperfetto", in cui lo sforzo del regolatore è proprio quello di aderire al meglio al *set-point* di temperatura impostato, nonostante esso vari nel tempo e nello spazio, assieme alle forzanti positive o negative agenti sul sistema (carichi interni, *solar gains*, temperatura esterna) e nonostante l'elevata inerzia termica di una struttura ad elevata capacità qual è un impianto radiante di tipo A.

A parità di fabbisogno energetico netto, non è valida l'associazione di idee: "minore è il calore che cede il radiante, maggiore è il rendimento di regolazione e migliore è il regolatore".

Nella realtà soltanto la prima implicazione è vera, e fondata sul semplice aspetto matematico della divisione che viene svolta (a parità di dividendo, è basso il divisore). Ma per quanto riguarda la seconda implicazione bisogna chiarire il motivo per il quale l'impegno richiesto all'impianto radiante sia così contenuto: è perché non stanno avvenendo "sprechi" di energia termica (cioè ci si sta avvicinando a quel quantitativo teorico minimo espresso dal fabbisogno energetico netto) o perché per la maggior parte del tempo non si è in grado di soddisfare il *set-point* imposto e di conseguenza gli ambienti non vengono riscaldati a sufficienza?

Per rispondere, è necessario affiancare la lettura dei valori del rendimento di regolazione all'analisi delle temperature interne, cioè valutare congiuntamente gli aspetti dei consumi e del comfort. In linea generale, è apprezzabile il fatto che il rendimento di regolazione si avvicini al valore unitario: ciò è sintomo del fatto che l'impianto radiante stia consumando un quantitativo di energia prossimo a quello ideale del fabbisogno energetico netto. Ciò nonostante, è richiesta un'attenta analisi del comfort termico conseguito all'interno dell'edificio, per evitare di considerare come ottimale un sistema di regolazione che globalmente nell'arco della stagione generi un consumo simile al fabbisogno energetico netto, ma magari risultante da una fortunosa media tra gli sprechi e i *deficit* energetici realizzati al suo interno.

Ad esempio, di sicuro, se il rendimento di regolazione supera l'unità, è automatico che i requisiti di comfort vengano in gran parte meno, poiché significa che l'impianto radiante sta scambiando calore in quantità deficitaria rispetto a quella minima necessaria per il mantenimento del *set-point* (fabbisogno energetico netto incrementato delle perdite per emissione). È questo il caso di tutte le regolazioni di zona in cui il termostato si trova in soggiorno (2a, 2b, 2c, 2d, 4a, 6a), caratterizzate da rendimenti attorno al 100% per Venezia e al 120% per Roma. La ragione del netto incremento fatto registrare da Roma va ricercata nel ruolo chiave svolto dai *solar gains*: essi permettono di mantenere facilmente il *set-point*, ricorrendo

all'accensione dell'impianto radiante per appena il 2÷4% delle ore della stagione di riscaldamento. Infatti, con questo tipo di regolazione, in soggiorno la temperatura scende al di sotto del valore di *set-point* impostato per circa 1 ora al giorno, con uno scostamento negativo medio pari ad appena 0.01÷0.03 °C/h. A confronto, Venezia richiede che le serpentine siano alimentate per più tempo (5÷12% delle ore disponibili), spendendo perciò maggior energia e registrando rendimenti di regolazione relativamente più bassi. A fronte di una spesa energetica maggiore, tuttavia, le ore di sottoraffreddamento del soggiorno aumentano a 1÷3, con differenze medie lievemente maggiori rispetto a Roma (0.01÷0.08 °C/h).

Quanto appena esposto era volto a giustificare le migliori prestazioni (sia in termini energetici che di comfort nel locale di installazione) fatte registrare a Roma da un regolatore di zona posto in soggiorno, piuttosto che a Venezia. Tuttavia, in senso più lato, si può affermare che il regolatore di zona è un buon regolatore per l'intero edificio? Non tragga in inganno l'elevato valore del rendimento di regolazione, perché esso va confrontato in parallelo con le condizioni di comfort fatte pervenire globalmente nelle varie stanze che compongono l'appartamento. Infatti, tutte le simulazioni di zona con regolatore in soggiorno riescono a centrare l'intervallo ideale di temperatura operante attorno al *set-point* (19.5÷20.5 °C o 23.5÷24.5 °C a seconda della stanza considerata) per non più dell'11÷14% (media tra le stanze), facendo registrare le percentuali maggiori nelle fasce di temperatura più basse. In sintesi, specialmente quando l'edificio è caratterizzato da *set-point* di temperatura differenti, l'accorpamento delle stanze in un'unica zona termica comandata da un solo termostato non è la scelta ideale dal punto di vista del benessere termico percepito dagli occupanti nell'intero alloggio. Ulteriori considerazioni verranno sviluppate nel *Paragrafo 4.3.3*, dedicato al confronto tra la regolazione di zona e quella a singolo ambiente.

4.3.2 Sovratemperatura interna equivalente secondo EN ISO 15316-2-1

Nella norma europea, anch'essa in revisione, la definizione dei rendimenti per convertire il fabbisogno energetico netto in fabbisogno energetico lordo è stata rimpiazzata dal metodo delle sovratemperature equivalenti, di matrice normativa francese. I risultati, calcolati con il procedimento illustrato nel *Paragrafo 4.2*, sono riassunti in *Figura 135* per i tre climi e selezionati e le 24 diverse tipologie di regolazione.

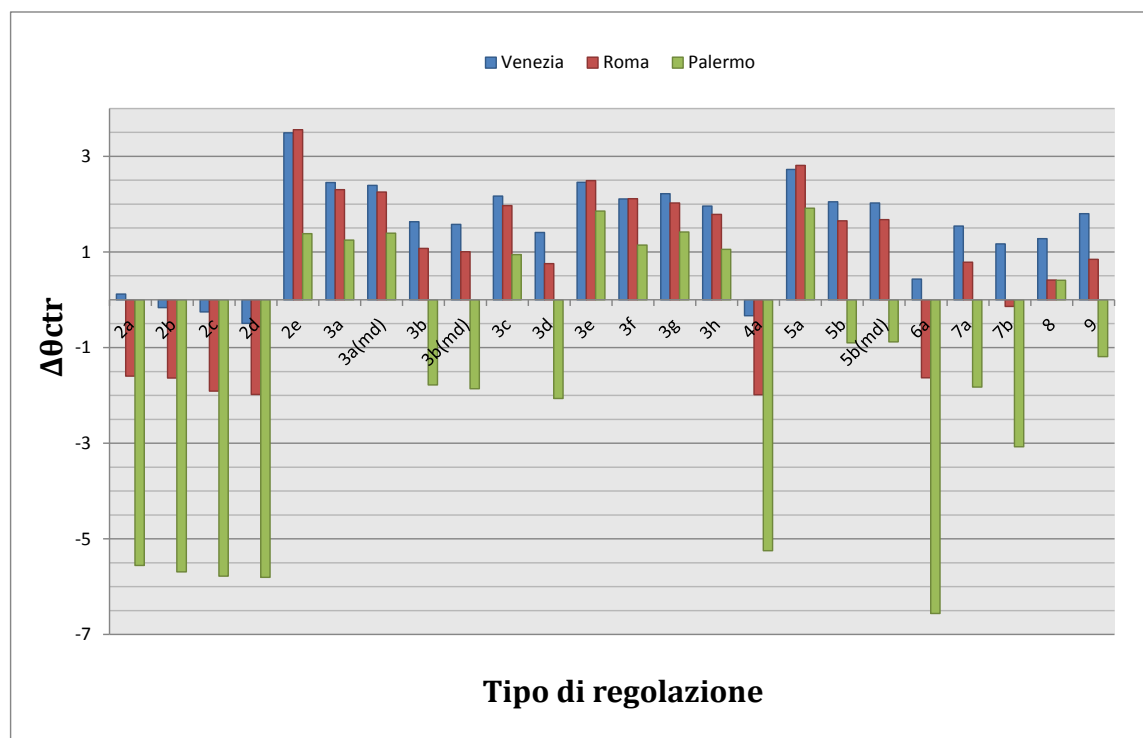


Figura 135. Sovratemperatura interna equivalente in accordo con la EN ISO 15316-2-1 per varie strategie di regolazione, nei tre climi simulati.

Ancora una volta, appare evidente come i consumi estremamente bassi di Palermo si traducano in valori del parametro rappresentativo del processo di regolazione non confrontabili con gli altri climi. In accordo con quanto riportato in *Figura 133*, dove lì il rendimento di regolazione eccede l'unità, qui la sovratemperatura diventa negativa: per Palermo ciò accade non solo nei casi della regolazione di zona, ma anche in molteplici situazioni di regolazione a singolo ambiente. Pertanto, si ritiene opportuno restringere nuovamente l'analisi ai dati di Venezia e Roma, riferendosi alla *Figura 136*.

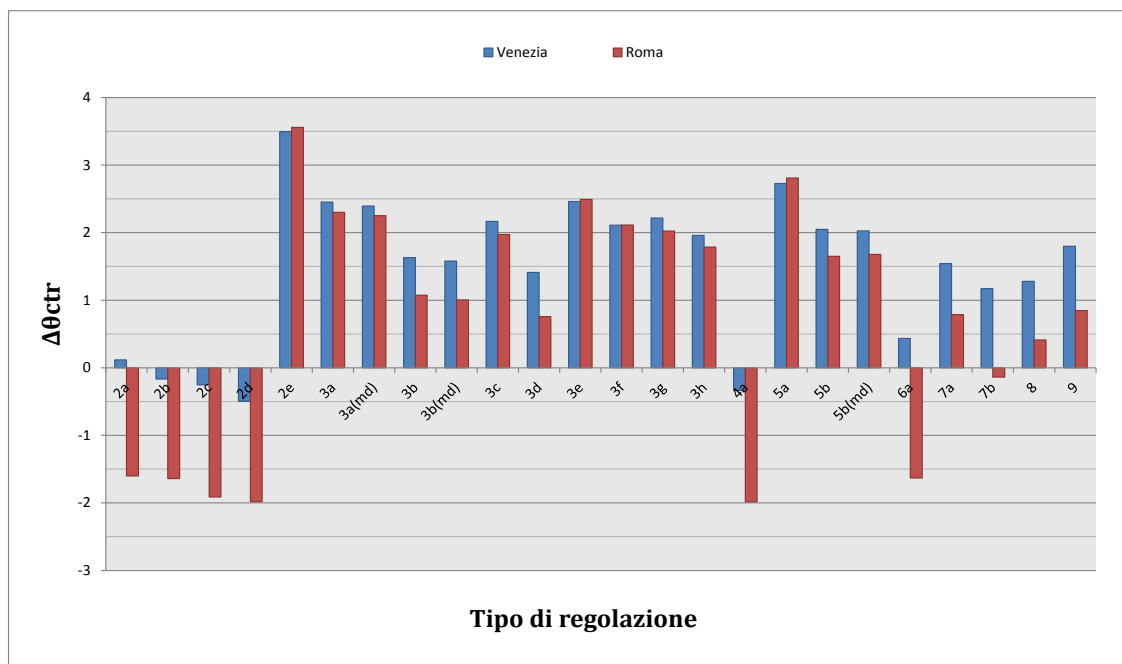


Figura 136. Sovratemperatura interna equivalente in accordo con la EN ISO 15316-2-1 per varie strategie di regolazione, nei soli climi di Venezia e Roma.

La lettura dei valori di sovratemperatura riassunti nel grafico deve avvenire nel seguente modo: se in un determinato clima, con un regolatore ideale, si riesce a mantenere la temperatura media di *set-point* di 20.25 °C all'interno dell'edificio (*Tabella 19*) spendendo il minimo quantitativo di energia, con un regolatore reale si spende più energia, come se bisognasse mantenere un *set-point* di temperatura costante nel tempo e nello spazio, e più alto. L'incremento è proprio il $\Delta\vartheta_{ctr}$ riportato. Se invece l'incremento è negativo, è come se l'impianto fosse chiamato a mantenere un *set-point* più basso del dovuto, con un risparmio di energia non accompagnato da un sufficiente livello di comfort. In analogia a quanto evidenziato per i rendimenti di regolazione, qui le sovratemperature interne di segno negativo corrispondono a quelli che erano i rendimenti superiori all'unità, trovando le stesse ragioni d'essere: in tutti questi casi, perlopiù ristretti alla regolazioni di zona, accade che l'energia termica ceduta dall'impianto risulti inferiore al quantitativo minimo necessario per il mantenimento del *set-point*, incorrendo quindi nella certezza di andare a sottoraffreddare alcuni ambienti.

La stretta relazione tra i due parametri individuati dalle norme italiana ed europea per la valutazione della bontà del sistema di regolazione è stata riassunta in *Figura 137*.

Si nota come la sovratemperatura interna equivalente ed il rendimento di regolazione siano ben approssimati da una legge quadratica per quanto riguarda sia Venezia che Roma. Da notare come l'intersezione delle due linee di tendenza sia nei pressi del punto avente $\Delta\vartheta_{ctr} = 0$ °C e rendimento di regolazione pari al 100%: questa evidenza è fisicamente corretta, in quanto conferma che, indipendentemente dal clima, più il fabbisogno reale si avvicina al fabbisogno

energetico netto, minore è la correzione che bisogna apportare al *set-point* medio di temperatura interna.

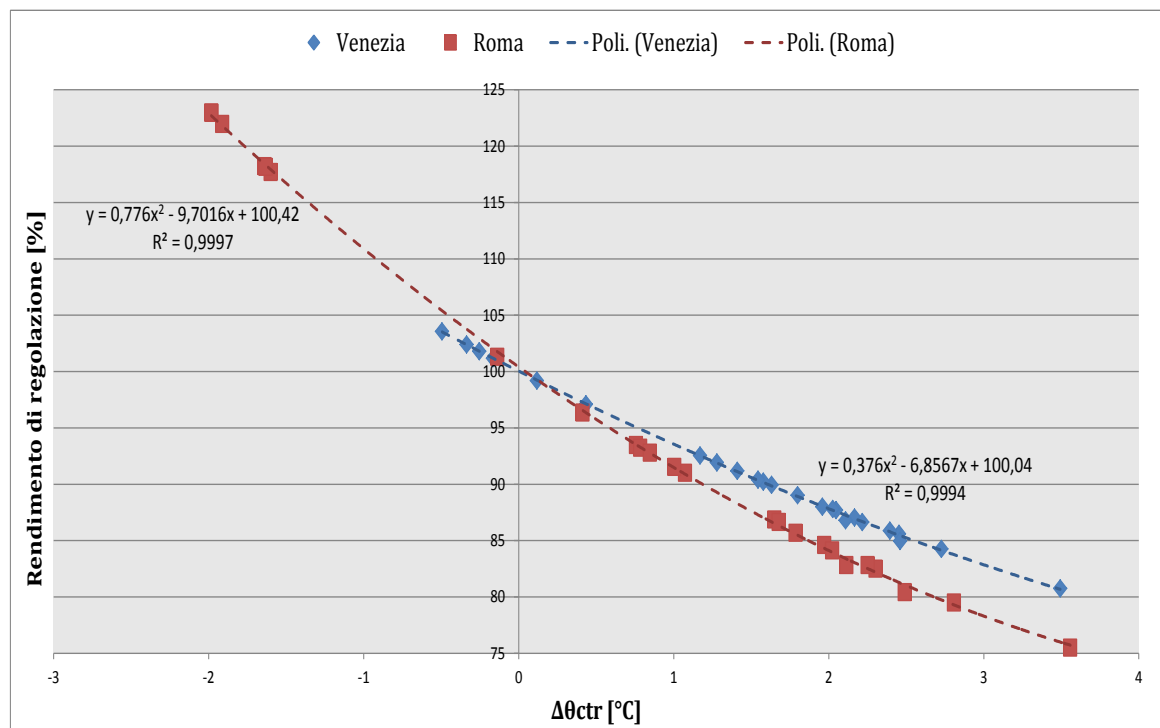


Figura 137. Relazione tra il rendimento di regolazione (UNI/TS 11300-2) e la sovratemperatura interna equivalente (EN ISO 15316-2-1).

4.3.3 Regolazione di zona o regolazione a singolo ambiente?

Nel caso di base, in cui si è voluto differenziare fortemente il *set-point* di temperatura dell'aria interna tra stanza e stanza (20 $^{\circ}\text{C}$ o 24 $^{\circ}\text{C}$) e tra giorno e notte (attenuazione a 18 $^{\circ}\text{C}$), è evidente che un unico termostato installato in quello che si ritiene essere il locale più rappresentativo (soggiorno) non può fornire risultati eccellenti dal punto di vista del comfort. Come già accennato al *Paragrafo 4.3.1*, i promettenti risparmi energetici concentrati in rendimenti di regolazione prossimi o superiori all'unità non sono corrisposti da un adeguato livello di benessere diffuso all'interno dell'edificio. Il termostato di zona, qualsiasi esso sia (on/off, P, PID) si impegna a seguire fedelmente la temperatura impostata nel solo locale di installazione, senza però ricevere un *feedback* di quanto stia accadendo nelle altre stanze. Infatti, allargando lo sguardo dai dati di comfort del soggiorno a quelli medi dell'intero edificio, emergono tutte le limitazioni che affliggono questa strategia di regolazione (*Tabella 20*).

Tipo di regolazione	Soggiorno			Media appartamento		
	Tempo $\Delta\theta$ negativo (Output 16) [h/giorno]	$\Delta\theta$ negativo medio (Output 14) [°C/h]	% T _{op} nel range ideale (Output 12)	Tempo $\Delta\theta$ negativo (Output 16) [h/giorno]	$\Delta\theta$ negativo medio (Output 14) [°C/h]	% T _{op} nel range ideale (Output 12)
2a	2.23	-0.04	27.25%	13.31	-1.15	13.78%
4a	1.22	-0.01	30.93%	14.31	-1.45	11.26%
6a	1.03	-0.02	18.24%	12.83	-1.28	13.05%

Tabella 20. Caso di Venezia. Confronto tra il comfort ottenibile nel soggiorno e mediamente nell'intero appartamento con una regolazione di zona a punto fisso con termostato in soggiorno (on/off, P, PID). Configurazione a) di *set-point* (20°C/18°C o 24°C/18°C).

Come appare evidente dai dati tabulati, l'appartamento è gravato da profonde deficienze nell'inseguimento del *set-point* locale, attribuibili in gran parte al fatto di confrontarsi con un *set-point* del bagno ben più elevato di quello in soggiorno, verso cui il termostato installato è completamente "cieco". In effetti, considerare un'unica zona termica pur avendo stanze con *set-point* così divergenti è una scelta ai limiti della correttezza formale, in quanto anche a livello normativo la EN ISO 13790 prescrive di considerare un'unica zona termica nel caso in cui la differenza di *set-point* della temperatura di riscaldamento tra i vari ambienti non superi i 4 K.

Alla luce di questa considerazione, si possono rivalutare i valori di comfort riferendosi ad una situazione più omogenea di *set-point*, nella quale anche il bagno segua i valori diurno di 20 °C e notturno di 18 °C (configurazione b). I risultati, raccolti nella *Tabella 21*, mostrano un miglioramento delle prestazioni medie dell'appartamento, in quanto sono state ridotte le richieste di riscaldamento da parte del bagno e dunque gli errori relativi a quella *baseline*.

Tipo di regolazione	Soggiorno			Media appartamento		
	Tempo $\Delta\theta$ negativo (Output 16) [h/giorno]	$\Delta\theta$ negativo medio (Output 14) [°C/h]	% T _{op} nel range ideale (Output 12)	Tempo $\Delta\theta$ negativo (Output 16) [h/giorno]	$\Delta\theta$ negativo medio (Output 14) [°C/h]	% T _{op} nel range ideale (Output 12)
2a	2.23	-0.04	27.25%	11.64	-0.47	22.78%
4a	1.22	-0.01	30.93%	13.75	-0.75	13.65%
6a	1.03	-0.02	18.24%	11.75	-0.60	17.63%

Tabella 21. Caso di Venezia. Confronto tra il comfort ottenibile nel soggiorno e mediamente nell'intero appartamento con una regolazione di zona a punto fisso con termostato in soggiorno (on/off, P, PID). Configurazione b) di *set-point* (20°C/18°C per tutte le stanze).

Tuttavia, volendo mantenere differenziate le temperature desiderate nelle varie stanze senza incorrere in elevati scostamenti, è necessario articolare in maniera più capillare il sistema di regolazione, con termostati installati in tutte le stanze, in genere facenti capo ad un'unica interfaccia utente e ad un'unica centralina elettronica di controllo: si tratta di passare da un sistema di zona ad un sistema a singolo ambiente.

In *Tabella 22* e *Tabella 23* sono riassunti, per i climi di Venezia e Roma, i principali parametri riguardanti i consumi ed il comfort ambientale confrontando i tre regolatori di zona già descritti (2a, 4a, 6a) con gli omologhi nella versione a singolo ambiente (3a, 5a, 7a).

Media appartamento	Regolatore on/off		Regolatore P		Regolatore PID	
	2a (zona)	3a (sing.amb.)	4a (zona)	5a (sing.amb.)	6a (zona)	7a (sing.amb.)
Rendimento di regolazione (simulazioni)	99.2%	85.6%	102.4%	84.3%	97.1%	90.4%
Rendimento di regolazione (UNI/TS 11300-2)³⁵	91%	92%	95%	97%	97%	99%
$\Delta\theta_{ctr}$ [°C]	0.12	2.45	-0.33	2.73	0.43	1.54
Tempo $\Delta\theta$ negativo (Output 16) [h/giorno]	13.31	6.14	14.31	3.28	12.83	10.79
$\Delta\theta$ negativo medio (Output 14) [°C/h]	-1.15	-0.10	-1.45	-0.04	-1.28	-0.37
% T_{op} nel range ideale (Output 12)	13.8%	50.0%	11.3%	57.2%	13.1%	38.4%

Tabella 22. Confronto tra la regolazione di zona e la regolazione a singolo ambiente per il clima di Venezia, in termini di consumi energetici e di comfort termico.

³⁵ Valori desunti dal Prospetto 20 della bozza di revisione prUNI/TS 11300-2:2013, per “Sistemi ad elevata inerzia termica – Pannelli integrati nelle strutture edilizie e disaccoppiati termicamente”.

Media appartamento	Regolatore on/off		Regolatore P		Regolatore PID	
	2a (zona)	3a (sing.amb.)	4a (zona)	5a (sing.amb.)	6a (zona)	7a (sing.amb.)
Rendimento di regolazione (simulazioni)	117.7%	82.5%	123.0%	79.5%	118.1%	93.2%
Rendimento di regolazione (UNI/TS11300-2)	91%	92%	95%	97%	97%	99%
$\Delta\theta_{ctr}$ [°C]	-1.6	2.3	-2.0	2.8	-1.6	0.8
Tempo $\Delta\theta$ negativo (Output 16) [h/giorno]	12.2	4.8	12.5	2.6	12.5	8.6
$\Delta\theta$ negativo medio (Output 14) [°C/h]	-1.10	-0.07	-1.21	-0.03	-1.28	-0.31
% T_{op} nel range ideale (Output 12)	13.8%	43.4%	12.8%	42.6%	12.8%	30.0%

Tabella 23. Confronto tra la regolazione di zona e la regolazione a singolo ambiente per il clima di Roma, in termini di consumi energetici e di comfort termico.

Dai dati tabulati possono essere ricavate le seguenti considerazioni:

- contrariamente a quanto indicato nella normativa italiana, i rendimenti della regolazione a singolo ambiente non sono più elevati di quelli di zona. Come già evidenziato, non bisogna strumentalizzare questo rilievo affrettandosi a concludere che una strategia di controllo sia migliore dell'altra, in quanto questo parametro di per sé è scevro di ogni significato se non letto parallelamente ai dati sulle temperature interne. Infatti, per la regolazione di zona, a fronte di consumi energetici così ridotti, mediamente l'edificio si trova al di sotto del suo *set-point* per più della metà delle ore di giornata, con scostamenti medi di $(-1.45) \div (-1.15)$ °C/h, sia a Roma che a Venezia. Inoltre, la temperatura operativa centra l'intervallo ideale attorno al *set-point* per appena l'11÷14% del tempo. Al contrario, la regolazione a singolo ambiente non presenta rendimenti eccezionali, in quanto è necessario un maggior dispendio di energia per raggiungere in modo diffuso all'interno dell'edificio le condizioni di benessere termico imposte. Infatti, a seconda dei climi e del tipo di regolatore, il tempo in cui la temperatura ambiente non raggiunge il *set-point* varia in modo considerevole tra le 2.6 h e le 10.8 h al giorno, tuttavia lo scostamento negativo medio è pari, nel peggiore dei casi, ad appena -0.31 °C/h, e la

temperatura operativa si trova per il 30÷57% dei casi all'interno del range ideale;

- la valutazione dell'aderenza delle reali temperature registrate in ambiente al *set-point* impostato, se condotta attraverso la sola media degli ambienti, è causa di perdita di importanti spunti di valutazione. Infatti, è utile disaggregare i dati stanza per stanza, costruendo grafici simili a quelli riportati a titolo di esempio in *Figura 138* e *Figura 139*. Si tratta della ripartizione oraria percentuale nell'arco della stagione di riscaldamento delle temperature operative delle diverse stanze, concentrate in intervalli predefiniti. L'area evidenziata, racchiusa dalla poligonale, rappresenta il tempo in cui si sta verificando il sottoraffreddamento dell'ambiente rispetto alle condizioni ideali di comfort (temperatura operante di 19.5÷20.5 °C nelle stanze e di 23.5÷24.5 °C nel bagno). Idealmente, la regolazione perfetta annulla quest'area: il regolatore sarà tanto migliore quanto più riuscirà a minimizzarla ricorrendo al minore apporto di energia termica. Come si può notare, nella regolazione di zona con termostato in soggiorno (*Figura 138*) l'ambiente più sofferente è naturalmente il bagno (in quanto il suo *set-point* di 24 °C non può essere in alcuna maniera comunicato al termostato di zona, agente in maniera univoca per tutti gli ambienti), seguito dalla camera singola (quella che realizza le maggiori dispersioni termiche, nonché il locale più sfavorito dell'appartamento, sul quale era stato basato il calcolo della temperatura di mandata di progetto dell'impianto radiante). Analizzando invece la distribuzione della temperatura operante per l'omologa regolazione a singolo ambiente (*Figura 139*), si nota come, ovviamente, l'area di sottoraffreddamento si riduca drasticamente, lasciando qualche ridotta punta di discomfort in bagno (essendo l'unica stanza a 24 °C l'impianto di riscaldamento deve vincere anche la tendenza delle altre stanze, a 20 °C, ad abbassarne la temperatura) e in soggiorno (essendo la stanza più grande nonché quella soggetta a maggiori variazioni nell'intensità dei carichi interni – si veda la *Figura 116* – l'ampiezza delle sue oscillazioni in temperatura sarà maggiore, tant'è che è anche l'unica stanza oltre al bagno ad eccedere i 25.5 °C per qualche ora).

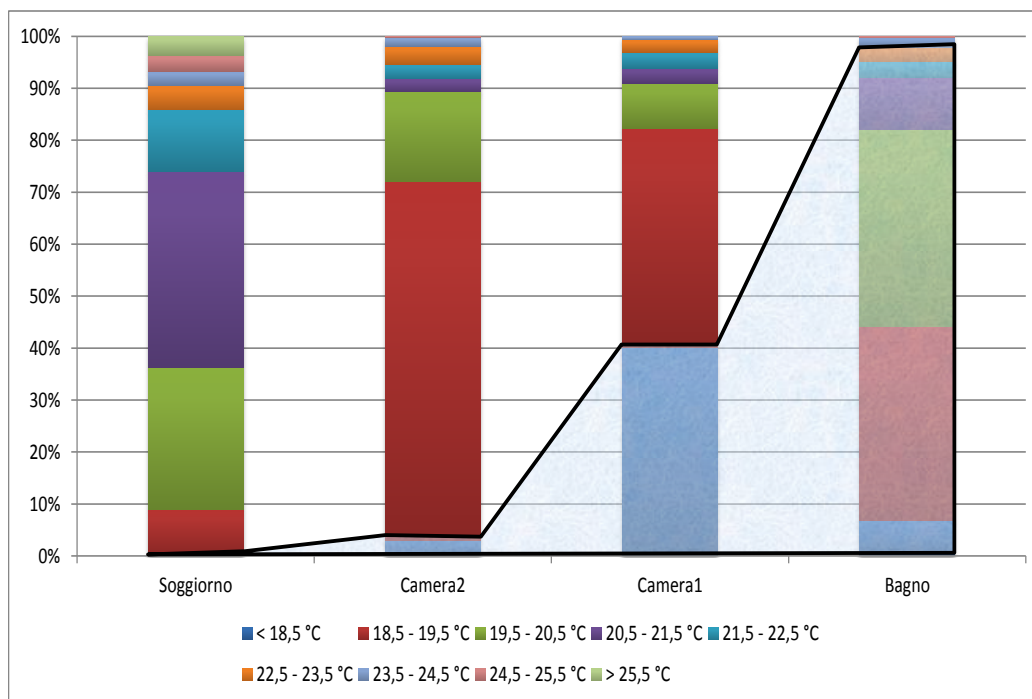


Figura 138. Ripartizione percentuale delle ore in cui la temperatura operante di ogni stanza si trova entro vari *range*. Clima di Venezia, regolazione on/off di zona a punto fisso, con termostato in soggiorno (2a).

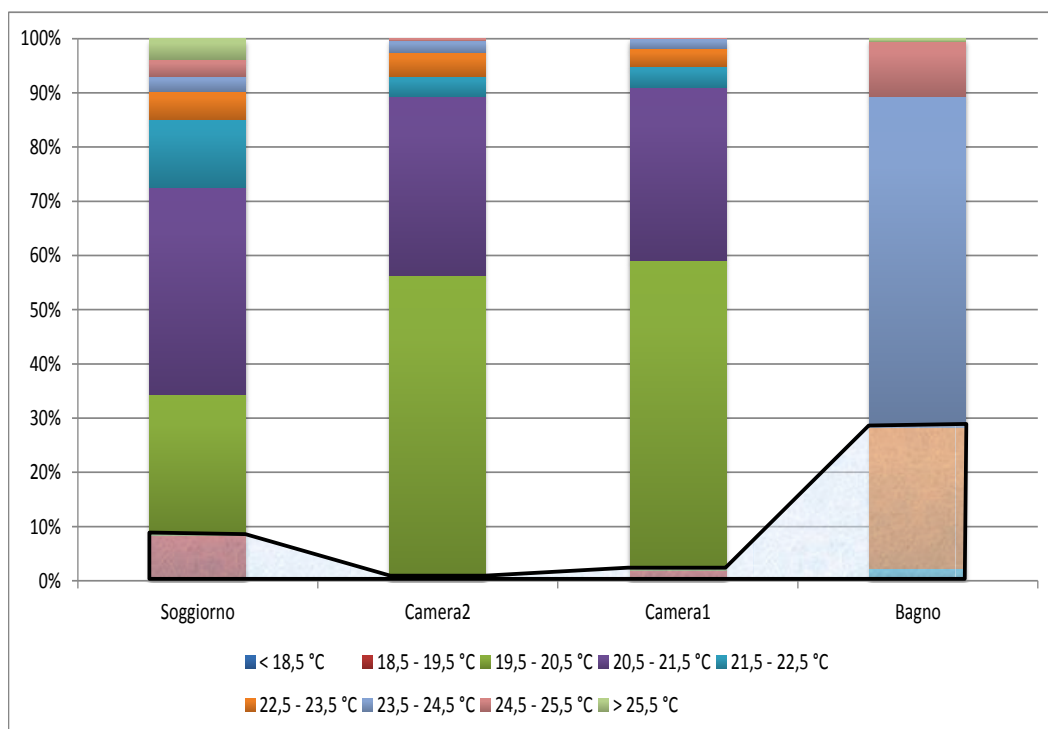


Figura 139. Ripartizione percentuale delle ore in cui la temperatura operante di ogni stanza si trova entro vari *range*. Clima di Venezia, regolazione on/off a singolo ambiente a punto fisso, con termostati in ogni stanza (3a).

- I valori del rendimento desunti dalla norma UNI/TS 11300-2 evidenziano come i miglioramenti nel processo di regolazione siano conseguibili in due direzioni: o muovendosi verso un controllo locale piuttosto che di zona (nel senso appena spiegato), o muovendosi verso una tipologia di regolatore più accurato. Evolvendo da un semplice regolatore on/off ad un moderno regolatore PID, i rendimenti secondo normativa salgono dal 91% al 97% nel caso della regolazione di zona e dal 92% al 99% nel caso della regolazione a singolo ambiente. Consultando i dati in *Tabella 22* e in *Tabella 23*, emerge invece come aumentare l'accuratezza di un regolatore di zona non introduca grandi vantaggi a livello globale, in quanto lo sforzo di seguire più fedelmente il *set-point* di una singola stanza trascina effetti secondari a cascata nelle altre, con conseguenze talvolta di segno opposto da clima a clima. Ad esempio, l'*upgrade* del termostato del soggiorno da on/off a proporzionale risulta deleterio sia a Venezia che a Roma a livello globale nell'appartamento (ad un minor consumo energetico corrisponde un maggior sottoraffreddamento medio degli ambienti), mentre l'ulteriore *step* di installazione di un PID comporta benefici solo nel clima di Venezia, quando invece a Roma il risultato è quello di una maggior spesa energetica non ricambiata da un più omogeneo riscaldamento dell'edificio (i parametri di comfort difettano addirittura quelli del regolatore on/off di zona). Naturalmente, non si discute sul miglioramento dell'efficacia del regolatore a livello locale: basta confrontare i dati di comfort ristretti al solo soggiorno per concludere che un regolatore di tipo P o PID garantisce un minor numero di ore di sottoraffreddamento del soggiorno e con scostamenti medi minori. Tuttavia, l'altra faccia della medaglia è l'accettazione della compressione della percentuale di ore in cui la temperatura operativa del soggiorno si trova entro il *range* ideale: per evitare i sottoraffreddamenti del locale, infatti, un regolatore più accurato tende a muovere la temperatura ambiente verso livelli termici maggiori. Si veda a tal proposito la *Figura 140*.

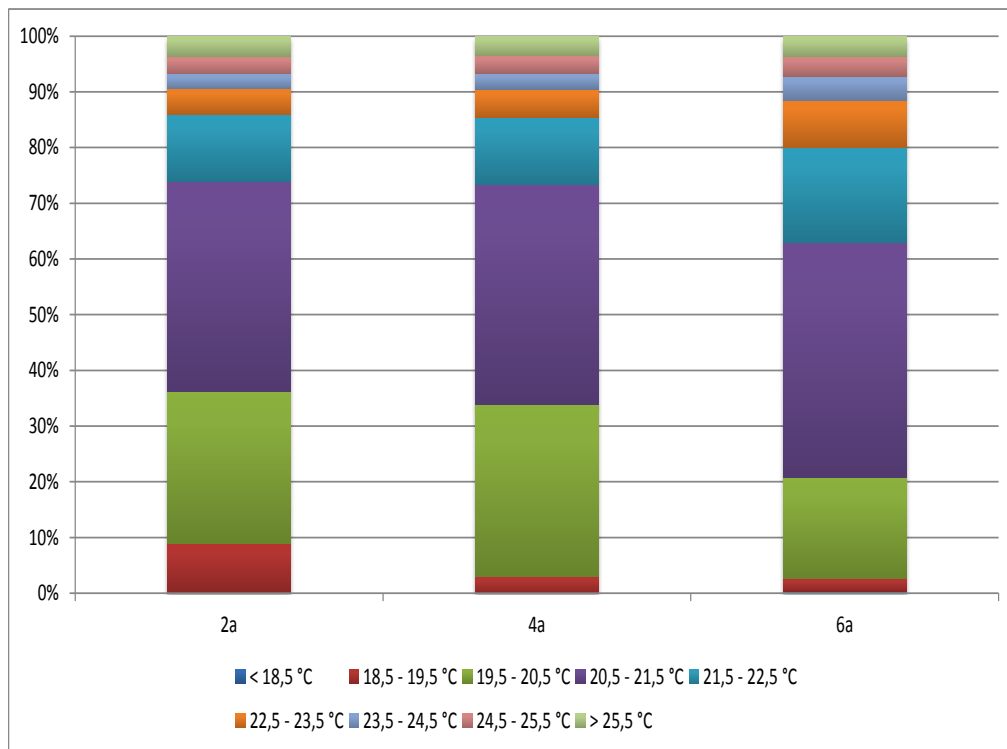


Figura 140. Ripartizione percentuale delle ore in cui la temperatura operante del soggiorno si trova entro vari *range*. Clima di Venezia, regolazione di zona a punto fisso, con termostato in soggiorno, di tipo on/off (2a), P (4a) o PID (6a).

Per quanto concerne l'*upgrade* del regolatore applicato nel contesto di una strategia di regolazione a singolo ambiente, stavolta lo sforzo di affinare il sistema di controllo è ripagato da un miglioramento delle prestazioni. Sia nel clima di Venezia che in quello di Roma, il passaggio da un regolatore on/off ad un P consente, a fronte di un lieve aumento dei consumi (rendimento di regolazione cala dell'1÷3%), di dimezzare le ore di sottoraffreddamento dell'edificio e più che dimezzare lo scostamento medio negativo dalla temperatura di *set-point*, aumentando al contempo la frequenza di stazionamento nella fascia di temperatura operante ideale.

L'ulteriore *step* verso il regolatore PID non risulta invece soddisfacente: i rendimenti di regolazione vanno incontro a significativi incrementi (+6÷13% rispetto al regolatore P), ma tutti i parametri di comfort termico subiscono un pesante abbattimento, scivolando verso una situazione di maggior raffreddamento degli ambienti. La ragione di questa incongruenza è attribuibile alla definizione dei guadagni propri del PID: la taratura del regolatore è stata effettuata a monte, una volta per tutte, per il termostato di zona in soggiorno e per il clima di Venezia. Evidentemente, più si cerca di contrastare e prevedere le oscillazioni della temperatura ambiente attraverso algoritmi intelligenti, più dev'essere *customizzata* la soluzione. Per la taratura non è sufficiente concentrarsi su una singola stanza supponendo che l'evoluzione termica delle altre sia analoga. Bisogna

conoscere le caratteristiche dell'intero edificio ed in particolare l'inerzia termica delle strutture che compongono ogni locale. Bisogna anche confrontarsi con le condizioni al contorno: stabilire una relazione tra l'entità e la velocità delle variazioni di temperatura interna e la variabilità delle condizioni climatiche esterne, considerando che ogni locale è esposto diversamente per quanto riguarda le pareti disperdenti e le finestrate. Una volta individuato questo aspetto critico, non è stato ritenuto opportuno coinvolgere nella problematica della taratura del singolo regolatore PID, stanza per stanza e clima per clima. Tale sforzo computazionale esula dagli obiettivi di questa trattazione, la quale non si propone di dare indicazioni su quali siano i guadagni ottimali del regolatore in funzione delle sue variabili di dipendenza. Del resto, i risultati attesi si allineano a quanto descritto per il passaggio da regolatore on/off a regolatore P: ci si aspettano lievi o nulli incrementi di energia termica richiesta all'impianto radiante (nulli nel caso ideale in cui l'energia necessaria per eliminare i rari sottoraffreddamenti cui il regolatore P lascia campo sia compensata dal troncamento di qualche eccedenza termica fonte di surriscaldamenti), a fronte di un miglioramento dei parametri rappresentativi del benessere termico interno.

4.3.4 Regolazione a punto fisso o climatica?

La maggior parte delle simulazioni è stata condotta nella doppia versione: a punto fisso con temperatura di mandata pari al valore di progetto (sigla a), e climatica, con temperatura di mandata linearmente decrescente con l'aumentare della temperatura esterna (sigla b). I dati sui consumi e sul comfort termico medio nell'edificio per alcune tipologie rappresentative di regolazione sono riportati in *Tabella 24* per il clima di Venezia e in *Tabella 25* per il clima di Roma.

Tipo di regolazione	Tempo $\Delta\theta$ negativo (<i>Output 16</i>) [h/giorno]	$\Delta\theta$ negativo medio (<i>Output 14</i>) [°C/h]	% T_{op} nel range ideale (<i>Output 12</i>)	Rendimento di regolazione	Rendimento di regolazione (UNI/TS11300-2) ³⁶
2a	13.3	-1.15	13.78%	99.2%	91%
2b	13.6	-1.20	12.47%	101.2%	94%
3a	06.1	-0.10	50.01%	85.6%	92%
3b	09.3	-0.47	45.54%	89.9%	95%
5a	03.3	-0.04	57.20%	84.2%	97%
5b	07.2	-0.36	45.21%	87.7%	97%
7a	10.8	-0.37	38.43%	90.4%	99%
7b	12.0	-0.48	39.47%	92.5%	99%

Tabella 24. Clima di Venezia. Confronto tra omologhi tipi di regolazione nelle versioni a punto fisso e climatica.

³⁶ Valori desunti dal Prospetto 20 della bozza di revisione prUNI/TS 11300-2:2013, per "Sistemi ad elevata inerzia termica – Pannelli integrati nelle strutture edilizie e disaccoppiati termicamente".

Tipo di regolazione	Tempo $\Delta\theta$ negativo (Output 16) [h/giorno]	$\Delta\theta$ negativo medio (Output 14) [°C/h]	% T _{op} nel range ideale (Output 12)	Rendimento di regolazione (simulazioni)	Rendimento di regolazione (UNI/TS11300-2)
2a	12.2	-1.1	13.77%	117.7%	91%
2b	12.2	-1.1	13.67%	118.2%	94%
3a	04.8	-0.07	43.44%	82.5%	92%
3b	07.6	-0.42	36.03%	91.0%	95%
5a	02.6	-0.03	42.60%	79.5%	97%
5b	05.7	-0.35	30.87%	86.8%	97%
7a	08.6	-0.31	29.95%	93.2%	99%
7b	09.9	-0.47	28.98%	101.3%	99%

Tabella 25. Clima di Roma. Confronto tra omologhi tipi di regolazione nelle versioni a punto fisso e climatica.

Per quanto riguarda i rendimenti di regolazione, intesi come possibilità di risparmio energetico, si nota l'allineamento dei dati ricavati dalle simulazioni con quelli tabulati nella norma. Il contenimento dei consumi termici attraverso la regolazione climatica si traduce però in reali risparmi di energia primaria soltanto se la modulazione è eseguita a monte, a livello di generatore di calore e non di collettore, altrimenti lo spreco di calore è solo trasferito dall'ambiente interno al circuito idronico di distribuzione.

Inoltre, per comprendere se queste nette riduzioni di calore siano il semplice risultato dell'abbattimento degli sprechi oppure il sintomo di un sottoraffreddamento generale degli ambienti, è necessario andare più in profondità dei soli dati medi presenti nelle *Tabelle* di cui sopra. Dai dati tabulati, infatti, emerge come qualsiasi tipo di regolazione climatica peggiori il comfort termico in ambiente, sia nel caso di Venezia che in quello di Roma. Tuttavia, intuendo come queste evidenze si pongano in netta contraddizione con l'esperienza della pratica tecnica, si è ritenuto opportuno disaggregare i dati per stanza, valutando localmente le novità introdotte dalla modulazione della temperatura di mandata.

A titolo di esempio, è stato istituito il confronto per il caso della regolazione a singolo ambiente con regolatore di tipo proporzionale, nel clima di Venezia (simulazioni 5a e 5b). Come parametro di riferimento per il comfort, si è scelto di valutare le frequenze relative della distribuzione della temperatura operante in ogni stanza. Facendo riferimento alla *Figura 141*, appare evidente come nelle tre stanze con *set-point* 20°C/18°C l'introduzione della regolazione climatica comporti l'estensione della quota riferibile al range ideale (19.5÷20.5 °C), ai danni delle

percentuali relative ai livelli termici superiori. In altre parole, la modulazione della temperatura di alimentazione sulla base della rigidità del clima esterno permette di eliminare gli sprechi di calore che altrimenti andrebbero inutilmente a surriscaldare l'ambiente. La ragione per cui i dati medi dell'edificio rivelavano uno scostamento negativo dalle condizioni di benessere trova fondamento nel confronto del comportamento termico del bagno nei due casi: mentre con la regolazione a punto fisso addirittura per il 73% del tempo l'ambiente si trovava nel suo *range* di temperatura operativa ideale ($23.5 \div 24.5$ °C), passando ad una regolazione di tipo climatico questo intervallo si riduce drasticamente allo 0.6% (e nel 75% del tempo la temperatura è inferiore a 22.5 °C). Il motivo è che si tratta del locale più esigente dell'appartamento dal punto di vista del livello termico da mantenere. Finché la regolazione è a punto fisso (temperatura di mandata a circa 30 °C, per Venezia), per l'impianto radiante risulta facile portare l'aria a 24 °C; con la retta climatica selezionata, invece, quando la temperatura esterna è di 10 °C, la temperatura di mandata viene settata proprio a 24 °C, rendendo impossibile il riscaldamento del bagno. Inoltre, la resa termica del pannello radiante sarà molto bassa anche quando la differenza tra la temperatura dell'aria ambiente e quella di mandata dell'acqua quella sarà di pochi gradi centigradi; sarà quindi necessario che la temperatura esterna scenda sotto i $3 \div 4$ °C affinché il bagno venga alimentato con una temperatura di mandata adeguata alla sua peculiare esigenza di *set-point*.

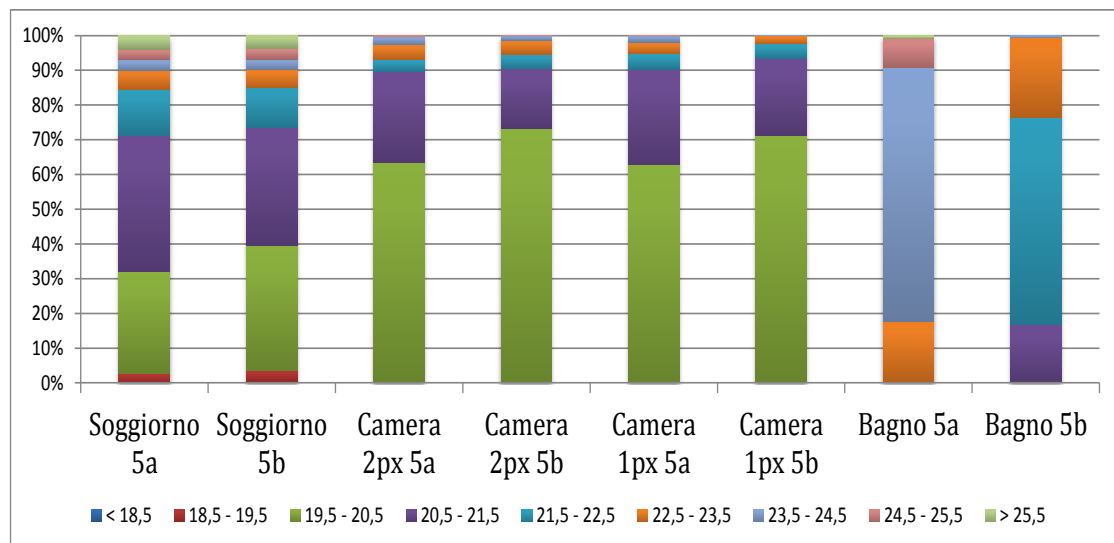


Figura 141. Caso di Venezia. Confronto tra la distribuzione delle temperature operative nel caso di regolazione a singolo ambiente, a punto fisso con regolatore proporzionale (5a) ed omologa strategia di regolazione ma di tipo climatico (5b).

La soluzione per avvicinare il comportamento del bagno a quello ottimale fatto registrare dalle altre stanze consiste nella possibilità di regolare separatamente ogni ambiente non solo in portata, ma anche in temperatura. Le simulazioni contrassegnate dal suffisso (md) abbreviano l'espressione "mandate differenziate" per indicare che le serpentine delle varie stanze vengono alimentate con fluido a temperatura diversa a seconda delle esigenze particolari di ogni singolo ambiente.

Rispetto ai calcoli di dimensionamento svolti inizialmente per l'impianto radiante, basta imporre al fluido termovettore un salto termico di 5 °C in condizioni di progetto sul circuito di ogni stanza invece che su quello pertinente alla sola stanza più critica. In tal modo, ad esempio, il bagno risulta alimentato a 32 °C invece che ai 30 °C che erano stati imposti dalla camera singola (a Venezia). Applicando dunque al sistema quattro curve climatiche diverse (cioè aventi le quattro temperature di progetto calcolate in modo separato in corrispondenza della temperatura esterna di progetto), si possono ricavare i dati di *Figura 142*, raffrontati con quelli della regolazione climatica a singolo ambiente con temperatura di mandata fissa per tutti i circuiti.

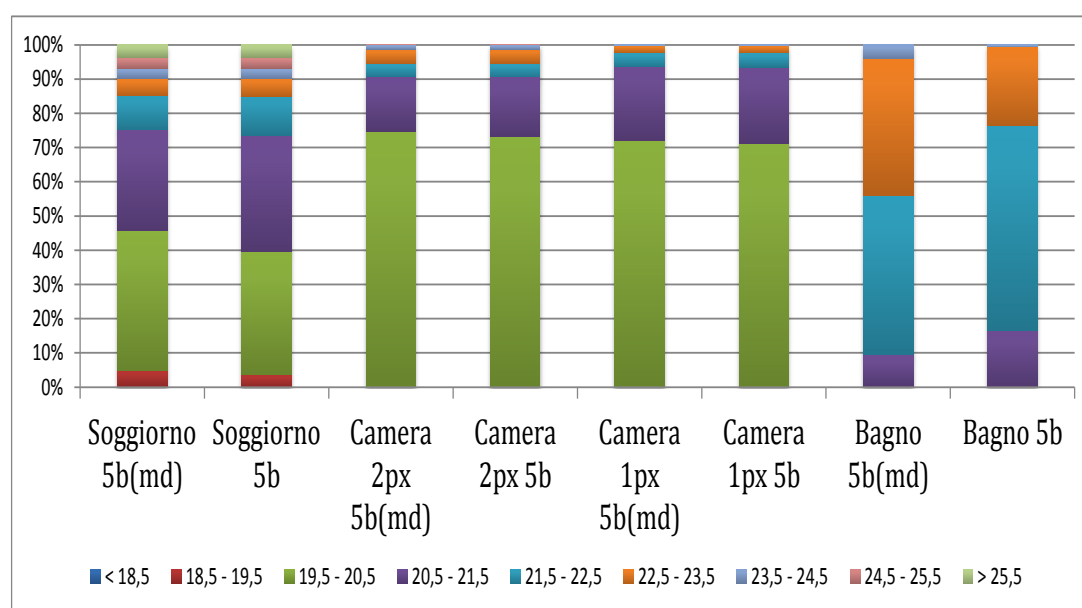


Figura 142. Caso di Venezia. Confronto tra la distribuzione delle temperature operative nel caso di regolazione a singolo ambiente, climatica, con regolatore proporzionale (5b) ed omologa strategia di regolazione ma con temperature di mandata differenziate tra i circuiti delle varie stanze (5b-md).

Dal confronto tra le due modalità di regolazione, risulta evidente come lo sforzo idronico di diversificare le temperature di mandata nelle stanze con *set-point* 20°C/18°C non sia giustificato, poiché l'incremento del comfort risulta minimo. Quanto al bagno, invece, ora per il 44% del tempo si trova ad una temperatura operante superiore ai 22.5 °C, avvicinando con più fedeltà il *set-point* di sua competenza. Un ulteriore adeguamento potrebbe essere la traslazione del punto inferiore della sua curva climatica, in modo che la temperatura di mandata considerata "neutra" (22 °C) sia assunta per valori di temperatura esterna minori dei canonici 15 °C, aumentando così la pendenza della retta. In sostanza, si può concludere che la differenziazione delle temperature di mandata ha senso solo per distinguere stanze con *set-point* estremamente diversi: in questo caso si tratterebbe dunque di definire quattro zone termiche per la regolazione a singolo

ambiente in portata, e due zone termiche per l'alimentazione dei circuiti a temperature differenti. Bisogna infine verificare se ai vantaggi conseguiti nell'aspetto del comfort e derivanti da una maggiore aderenza al *set-point* corrispondano eccessivi incrementi nell'impegno termico richiesto a monte (infatti è necessario mettere a disposizione dell'impianto radiante del fluido termovettore a 32 °C, ad esempio, invece che a 30 °C).

4.3.5 Regolazione di zona: dove ubicare il termostato?

Quanto descritto al *Paragrafo 4.3.3* circa la regolazione di zona si fondava sulla scelta preliminare di accorpare tutti gli ambienti dell'appartamento in una sola zona termica, individuando un locale di riferimento nel quale installare l'unico termostato dell'alloggio. Si raccomanda che tale locale debba essere rappresentativo delle condizioni tipiche interne della zona termica. Tuttavia, la forte variabilità degli apporti solari in funzione dell'esposizione della stanza, l'incostanza dei carichi interni e la loro complementarità temporale tra le varie stanze inducono ad interrogarsi su quale possa essere la stanza di riferimento. Al lato pratico, la scelta può avvenire secondo due criteri: il termostato può essere ubicato o nella stanza più frequentata (in questo caso il soggiorno, dove si svolge la maggior parte delle attività da parte degli occupanti), oppure in quella più critica dal punto di vista termico (cioè la camera singola, quella con la maggior potenza termica richiesta per unità di superficie, valutata come la stanza di riferimento per la determinazione della temperatura di mandata dell'acqua nell'impianto).

Scegliendo come caso di confronto, nel clima di Venezia, la regolazione di zona a punto fisso, con regolatore on/off, si distinguono pertanto le simulazioni con termostato di zona posizionato in soggiorno (2a) oppure in camera singola (2e). I risultati sono riassunti in *Figura 143*.

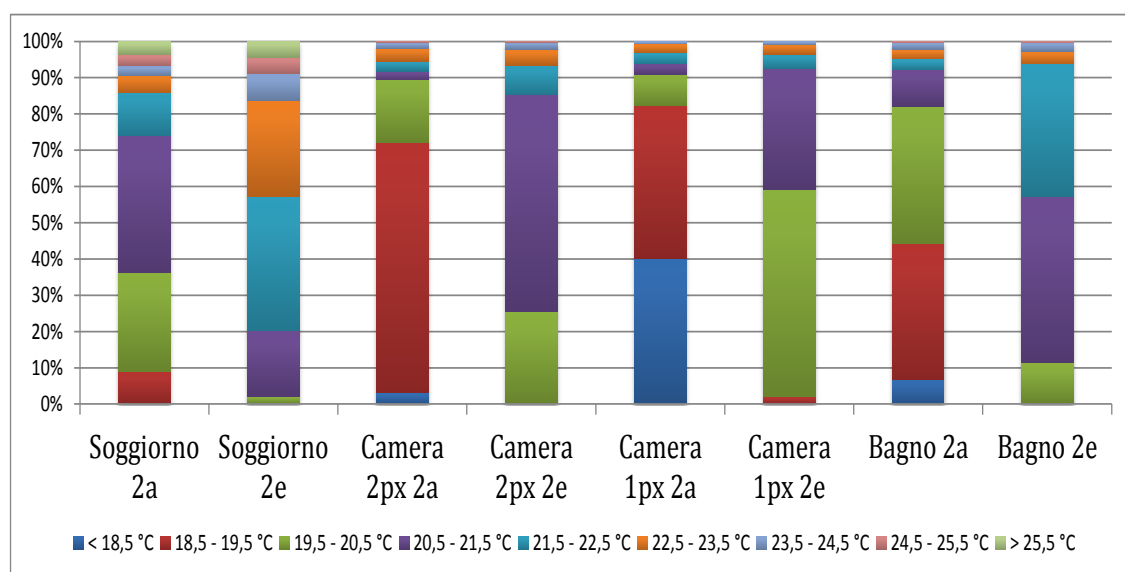


Figura 143. Caso di Venezia. Confronto tra la regolazione di zona con termostato in soggiorno (2a) e quella con termostato in camera singola (2e).

Innanzitutto, si verifica che l'ambiente di installazione del termostato sia quello che registra il comportamento termico migliore rispetto al resto dell'appartamento. Tuttavia, mentre nel caso 2a la notevole estensione della stanza e la mutevolezza dei carichi endogeni che la caratterizzano rendono piuttosto oscillante il comportamento del soggiorno tra le varie fasce di temperatura, nel caso 2e la temperatura è più omogeneamente distribuita attorno al livello termico del *set-point*, con riduzione al minimo dei raffreddamenti della stanza.

Allargando lo sguardo alle altre stanze, nel caso 2a si nota come sia ampiamente diffusa la realizzazione di un *off-set* negativo rispetto alla temperatura di *set-point*: in particolare, la camera singola scende a temperature molto basse, per il 40% del tempo inferiori ai 18.5 °C (con un minimo assoluto a 17 °C). L'accettazione di questa diffusa sensazione di discomfort attraverso l'edificio è l'altra faccia della medaglia di quel rendimento di regolazione così illusoriamente elevato (99.2%).

Al contrario, quando il termostato viene spostato nella stanza termicamente più provante, cioè la camera singola, quest'ultima viene mantenuta in temperatura dal regolatore stesso: esso modula le accensioni e gli spegnimenti dell'impianto radiante cercando di ottemperare alle sue richieste termiche. Dall'altro lato, però, tutte le altre stanze risultano surriscaldare rispetto a quelli che sono i loro *set-point*. In particolare, il soggiorno è la stanza che più soffre di questa problematica, presentando per il 10% del tempo temperature operanti superiori ai 23.5 °C, con il picco di 28 °C a mezzogiorno in una giornata di aprile. Gli sprechi termici realizzati da questa soluzione sono ben riassunti dal parametro energetico che caratterizza il sistema: il valore del rendimento di regolazione in questo caso è appena del 75% (per il clima di Venezia).

Le due simulazioni approntate hanno esasperato la dicotomia che accompagna l'analisi di tutti questi risultati: la soluzione che realizza il maggior risparmio energetico è anche quella che genera maggior discomfort, e viceversa. La scelta va fatta a monte: l'utenza è disponibile a pagare un conto termico più salato pur di avere a disposizione del tepore (anche in eccesso) in tutte le stanze, oppure preferisce derogare le proprie esigenze di benessere a fronte della possibilità di realizzare risparmi in termini energetici e monetari? Da un punto di vista prettamente tecnico la soluzione di compromesso potrebbe essere quella di posizionare il termostato di zona nella camera matrimoniale (la situazione migliorerebbe, ma non si discosterebbe troppo dal caso 2e) oppure di rivedere l'intero schema di regolazione orientandosi verso una strategia a singolo ambiente.

4.3.5 Termostato o globotermostato?

I più moderni sensori per la rilevazione della temperatura ambiente non si limitano alla misura della temperatura dell'aria a bulbo secco, ma la integrano con quella della temperatura media radiante, per ottenerne, in genere eseguendo la semplice media aritmetica, la temperatura operante. Questa tipologia di elementi sensibili è nota come "globotermostati" e la loro installazione permette il controllo di un parametro legato più saldamente al grado di comfort percepito dagli occupanti un ambiente. La stessa norma europea EN 13790 per il calcolo del fabbisogno energetico stabilisce che la temperatura da impiegare nei calcoli sia quella operante e non quella dell'aria.

Si è quindi provveduto ad impostare alcune simulazioni campione per poter istituire un raffronto sul comportamento termico dell'edificio: sono state replicate le regolazioni di tipo on/off (a punto fisso e climatica, di zona e a singolo ambiente) con controllo sulla temperatura operante in luogo di quella dell'aria.

Per quanto riguarda le simulazioni della regolazione di zona (con termostato in soggiorno), si è ritenuto opportuno ricondurre l'analisi al confronto dei *range* di temperatura operante riferiti al solo soggiorno (*Figura 144*, per il clima di Venezia). Com'era lecito attendersi, nei casi in cui è la temperatura operativa la grandezza regolante del sistema, si realizza un seppur minimo risparmio di energia (dal caso 2a al caso 2c i rendimenti di regolazione passano dal 99% al 102%, e dal caso 2b al caso 2d dal 101% al 104%, nel clima di Venezia). Infatti, a parità di temperatura operante (cioè di comfort termico), con un impianto radiante la temperatura dell'aria può rimanere ad un livello inferiore, in quanto compensata da una temperatura media radiante più elevata dovuta alla superficie attiva (in questo caso il pavimento). Tuttavia, le differenze tra temperatura dell'aria e temperatura operante difficilmente eccedono il grado centigrado, limitandosi nella maggior parte dei casi a qualche decimo, perciò sia il risparmio energetico correlato sia la migliore distribuzione delle temperature operanti nel tempo (*Figura 144*) sono benefici reali ed inopinabili, ma di entità modesta.

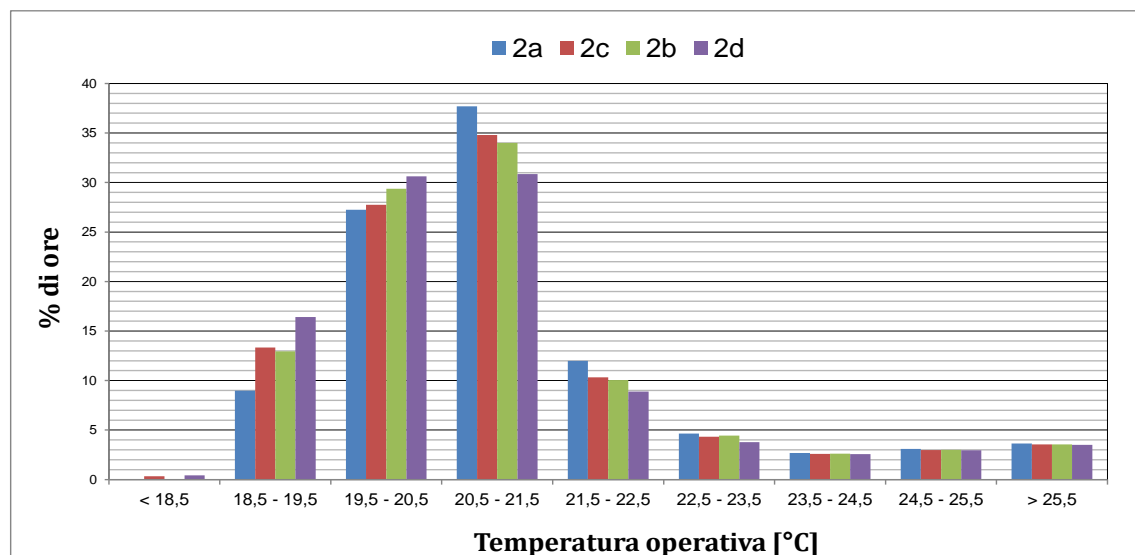


Figura 144. Clima di Venezia. Confronto della distribuzione della temperatura operativa per varie tipologie di regolazione di zona on/off: a punto fisso (2a e 2c) o climatica (2b e 2d), con controllo sulla temperatura dell'aria (2a e 2b) oppure sulla temperatura operativa stessa (2c e 2d).

I benefici appena descritti possono essere moltiplicati qualora le sonde di temperatura operante siano poste a comando di regolatori a singolo ambiente. A tal proposito, si sono svolte le simulazioni analoghe alle precedenti, ma con un globotermostato installato in ogni stanza dell'appartamento. Sempre per il clima di Venezia, i risultati sono stati riassunti nella *Tabella 26*, dove compaiono le simulazioni con regolatore on/off a punto fisso (3a e 3c) e climatiche (3b e 3d).

Tipo di regolazione	Tempo $\Delta\theta$ negativo (Output 16) [h/giorno]	$\Delta\theta$ negativo medio (Output 14) [°C/h]	% T_{op} nel range ideale (Output 12)	Rendimento di regolazione
3a	6.1	-0.10	50.01%	85.6%
3c	7.4	-0.13	52.27%	87.0%
3b	9.3	-0.47	45.54%	89.9%
3d	10.4	-0.51	47.22%	91.2%

Tabella 26. Clima di Venezia. Confronto tra varie tipologie di regolazione a singolo ambiente di tipo on/off: a punto fisso (3a e 3c) o climatica (3b e 3d), con controllo sulla temperatura dell'aria (3a e 3b) oppure sulla temperatura operativa stessa (3c e 3d).

Da notare come i dati sullo scostamento negativo dal *set-point* e dalla sua frequenza di accadimento aumentino lievemente entità quando si passi a controllare la temperatura operante, senza tuttavia dar luogo a peggioramenti del comfort in quanto quest'ultima va migliorando la sua distribuzione complessiva attraverso l'edificio (Output 12). Per quanto riguarda il rendimento di regolazione, si nota un miglioramento dell'1.5% circa. Tuttavia, si ritiene opportuno precisare

che il suo calcolo è stato eseguito prendendo a riferimento anche per le simulazioni b) e d) il fabbisogno energetico netto dell'edificio con *set-point* impostato sulla temperatura dell'aria, e non su quella operativa, stante la peculiarità di *Trnsys* di lavorare sui nodi d'aria. Consapevoli dell'approssimazione assegnata a quel valore, si ritiene che avendo avuto a disposizione il reale fabbisogno energetico netto valutato sulla base della temperatura operante, i valori dei rendimenti di regolazione delle simulazioni di tipo b) e d) sarebbero leggermente scesi verso i valori rispettivamente delle simulazioni di tipo a) e c).

4.3.6 Regolazione in portata o in temperatura?

Tutte le simulazioni illustrate finora si sono concentrate su una regolazione di base in portata (azione del termostato su valvole a due o tre vie, piuttosto che sulle pompe di circolazione), con eventuale *upgrade* di tipo climatico. Con le simulazioni 8 e 9 si è inteso ribaltare la logica di controllo, affidando la modulazione della resa termica del pannello alla sola regolazione in temperatura. La temperatura istantanea di mandata viene determinata sulla base di due distinti contributi: il valore iniziale viene stabilito in funzione della temperatura esterna (curva climatica), ma ad esso si somma algebricamente un termine positivo o negativo proporzionale all'errore rilevato dal regolatore in ambiente. Qualora l'ambiente comunichi la tendenza a raffreddarsi, lo scostamento rispetto al *set-point* si tradurrà in una correzione della curva climatica, con traslazione del punto di vincolo superiore verso temperature superiori. Si parla in tal caso di regolazione climatica con *feedback* della temperatura interna.

I risultati sui consumi (rendimento di regolazione) e sul comfort (in termini medi per l'edificio) sono riportati in *Tabella 27*, confrontando le regolazioni di zona e a singolo ambiente nei due casi di controllo in sola portata e in sola temperatura.

Tipo di regolazione	Tempo $\Delta\theta$ negativo (<i>Output 16</i>) [h/giorno]	$\Delta\theta$ negativo medio (<i>Output 14</i>) [°C/h]	% T_{op} nel range ideale (<i>Output 12</i>)	Rendimento di regolazione
2a	13.3	-1.15	13.78%	99.2%
8	10.0	-0.67	34.10%	91.9%
3a	06.1	-0.10	50.01%	85.6%
9	06.0	-0.30	34.94%	89.0%

Tabella 27. Clima di Venezia. Confronto tra la regolazione in sola portata (2a e 3a) e in sola temperatura (8 e 9), con controllo di zona (2a e 8) oppure a singolo ambiente (3a e 9).

Già da una prima lettura dei dati tabulati si evince come, con la regolazione in temperatura, sia necessario distinguere tra i casi del controllo di zona e di singolo

ambiente. Nel caso del solo termostato posto in soggiorno, infatti, si realizza un aumento del dispendio energetico durante la stagione di riscaldamento, ma i dati di comfort termico migliorano sensibilmente, suggerendo la bontà di questa opzione in raffronto alla più classica regolazione in portata. Per quanto riguarda la regolazione a singolo ambiente, invece, adottando un controllo in temperatura il rendimento di regolazione aumenta di qualche punto percentuale, trascinando tuttavia l'edificio verso una configurazione mediamente più fredda rispetto al controllo in portata. Data la divergenza di comportamento nelle due situazioni, si è ritenuto benefico ai fini dell'analisi incorporare i dati relativi alle varie stanze, proponendo un raffronto dei *range* di temperatura operativa realizzati con le due strategie di controllo.

Con riferimento alla *Figura 145*, relativa al caso della regolazione di zona, si nota come i benefici di un controllo in temperatura siano diffusi non tanto nell'ambiente in cui è installato il termostato (il soggiorno, infatti, migliora solo relativamente le proprie prestazioni), ma in tutte le altre stanze: i sottoraffreddamenti della camera doppia si riducono dal 72% al 7% e quelli della camera singola dall'82% al 34%. Il bagno, poiché si tratta di una regolazione di zona, non potrà mai raggiungere il *set-point* di 24 °C, tuttavia presenterà una distribuzione delle temperature decisamente più gradevole del caso del controllo in sola portata. Pertanto, si può affermare che l'aumento del consumo di energia termica è ben ripagato da una situazione di benessere termico decisamente più diffusa attraverso tutto l'edificio, senza le forti divergenze di comportamento locale che caratterizzavano il caso del controllo in sola portata.

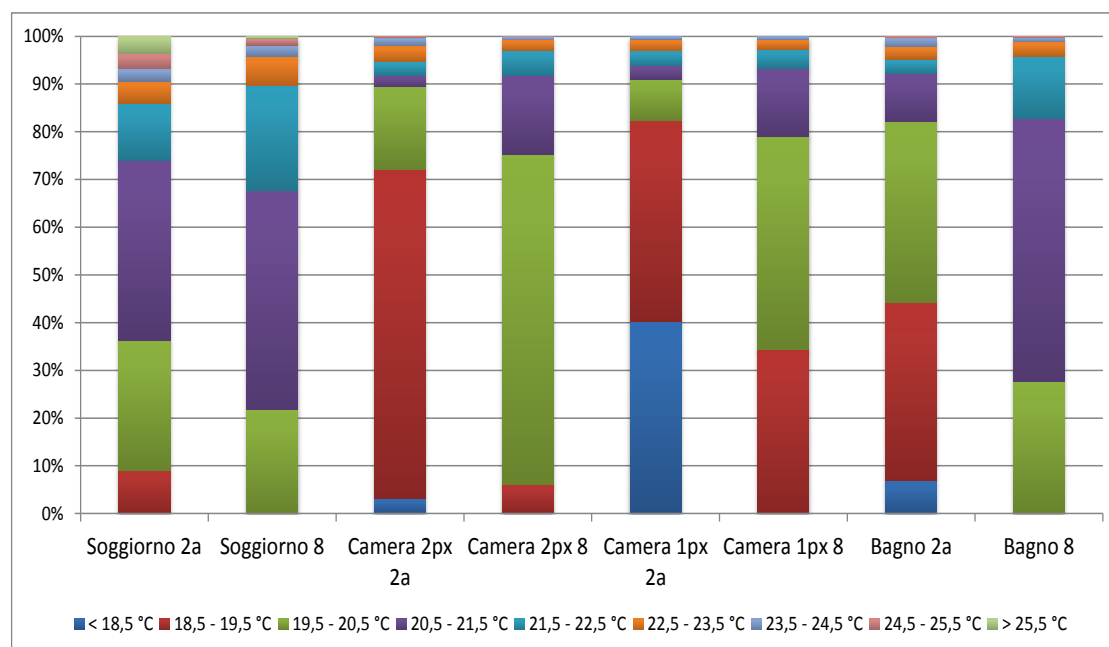


Figura 145. Caso di Venezia. Confronto tra la regolazione di zona con termostato in soggiorno e controllo in portata di tipo on/off (2a) o controllo climatico con *feedback* della temperatura interna (8).

Disaggregando i dati relativi alla regolazione a singolo ambiente, invece, si ottengono le ripartizioni di temperatura operativa riportate in *Figura 146*. Questa volta la situazione è completamente ribaltata: i vantaggi del controllo in sola temperatura sono molto modesti (si riducono lievemente le quote di sottoraffreddamento in soggiorno e camera singola), mentre il bagno presenta un comportamento termico decisamente più scadente. Poiché quest'ultimo rappresenta il locale più esigente dal punto di vista del livello termico richiesto, necessiterebbe di essere alimentato con costanza alla temperatura di mandata più alta possibile. Questo avviene con la regolazione a punto fisso (3a), in cui il termostato impone la circolazione di portata per il 51% del tempo della stagione di riscaldamento alla temperatura di progetto (circa 30 °C, nel caso di Venezia). Con la regolazione in temperatura, invece, l'azione di *feedback* da parte dell'ambiente non è sufficiente a vincere la penalizzazione indotta dalla curva climatica: ad esempio, se la temperatura esterna è di 10 °C, la mandata dovrebbe attestarsi a 24 °C, in realtà aumenta di qualche grado in funzione dello scostamento rilevato in ambiente rispetto al *set-point* (azione di *feedback*), ma con difficoltà arriverà a produrre una correzione tale da avvicinare la temperatura di mandata al valore di progetto.

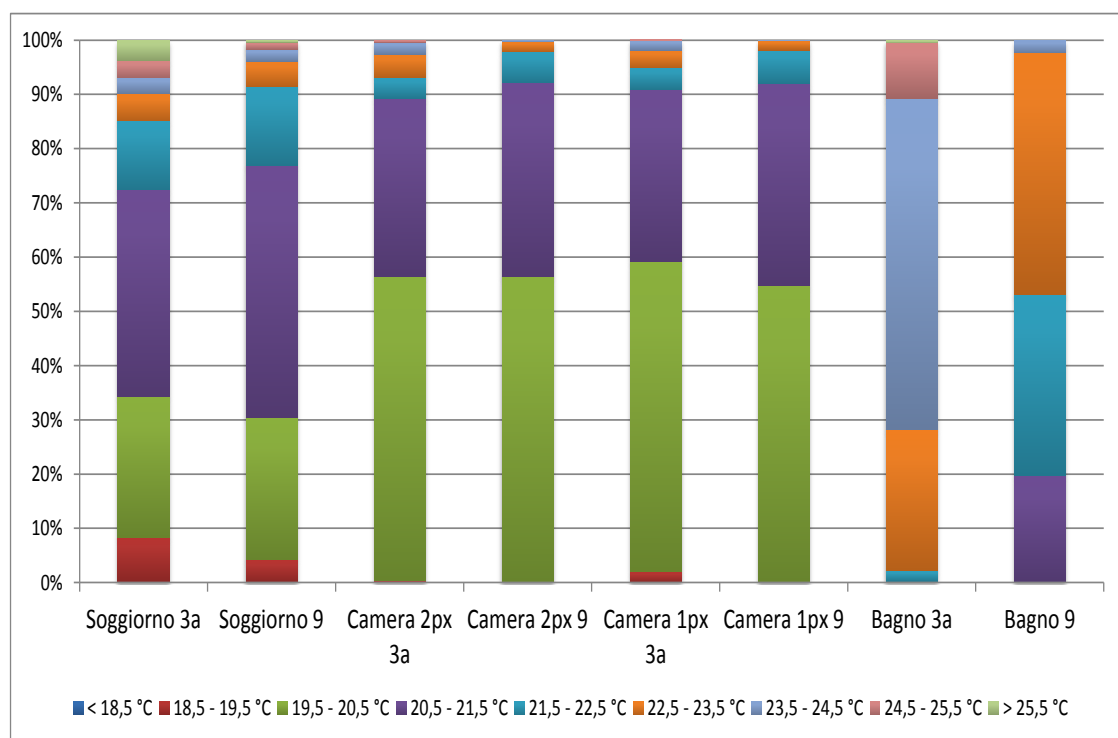


Figura 146. Caso di Venezia. Confronto tra la regolazione a singolo ambiente con controllo in portata di tipo on/off (3a) o controllo climatico con *feedback* della temperatura interna (9).

Si raccomanda, in questo caso, di estendere la valutazione energetica al consumo degli ausiliari, in quanto con una regolazione in sola temperatura la portata è fissata al valore costante di progetto che, seppur modesto, deve essere garantito

per il totale delle ore che compongono la stagione di riscaldamento, per tutti i circuiti. L'analisi andrebbe quindi condotta in termini di energia primaria, per poter confrontare l'impegno termico richiesto al fluido termovettore dell'impianto radiante con il consumo elettrico legato al funzionamento in continua delle pompe di circolazione.

4.3.7 Set-point variabili, omogenei o costanti?

Una delle ipotesi più pesanti introdotte a monte delle varie simulazioni condotte riguardava la definizione di un *set-point* di temperatura fortemente variabile sia nel tempo (attenuazioni notturne) che nello spazio (da stanza a stanza). Finora, i confronti sono stati effettuati tenendo come denominatore comune questa provante configurazione del *set-point*. Tuttavia, si è ritenuto importante analizzare anche come la scelta di questa condizione al contorno influisca sulle capacità di regolazione, definendo altri due settaggi di temperatura interna: uno più omogeneo, in cui anche il bagno viene riscaldato a 20°C/18°C, ed uno più omogeneo e costante, con tutte le stanze riscaldate a 20 °C per 24 h/giorno. Il procedimento più corretto avrebbe previsto la replica di tutte le simulazioni effettuate con queste variazioni di impostazione, eseguendo un'analisi parametrica. Tuttavia, a fronte dell'elevato numero di regolazioni implementate e di climi analizzati, si è ritenuto sufficiente restringere il confronto ad una sola tipologia di regolazione, nella fattispecie quella a singolo ambiente con regolatore on/off, nelle versioni a punto fisso e climatica. I risultati, per i casi di Venezia e Roma, sono riassunti in *Tabella 28* ed in *Tabella 29*.

Tipo di regolazione	Configurazione del <i>set-point</i>	Tempo $\Delta\theta$ negativo (<i>Output 16</i>) [h/giorno]	$\Delta\theta$ negativo medio (<i>Output 14</i>) [°C/h]	% T_{op} nel <i>range</i> ideale (<i>Output 12</i>)	Rendimento di regolazione
3a	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)	6.1	-0.10	50.0%	85.6%
3e	20/18°C	4.7	-0.06	47.5%	84.9%
3g	20°C	6.0	-0.06	45.6%	86.6%
3b	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)	9.3	-0.47	45.5%	89.9%
3f	20/18°C	6.8	-0.09	59.6%	86.8%
3h	20°C	7.8	-0.08	55.7%	88.0%

Tabella 28. Caso di Venezia. Confronto tra la regolazione a singolo ambiente di tipo on/off a punto fisso (3a, 3e, 3g) o climatica (3b, 3f, 3h), con tre configurazioni diverse di *set-point*.

Tipo di regolazione	Configurazione del <i>set-point</i>	Tempo $\Delta\theta$ negativo (Output 16) [h/giorno]	$\Delta\theta$ negativo medio (Output 14) [°C/h]	% T_{op} nel range ideale (Output 12)	Rendimento di regolazione
3a	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)	4.8	-0.07	43.4%	82.5%
3e	20/18°C	3.2	-0.04	40.4%	80.4%
3g	20°C	4.9	-0.05	40.0%	84.1%
3b	20/18°C (stanze) 24/18°C (bagno)	7.6	-0.42	36.0%	91.0%
3f	20/18°C	4.1	-0.05	47.4%	82.8%
3h	20°C	5.8	-0.06	45.2%	85.7%

Tabella 29. Caso di Roma. Confronto tra la regolazione a singolo ambiente di tipo on/off a punto fisso (3a, 3e, 3g) o climatica (3b, 3f, 3h), con tre configurazioni diverse di *set-point*.

Indipendentemente dal clima selezionato, i dati tabulati forniscono delle tendenze comuni.

Innanzitutto, il decremento del rendimento di regolazione registrato nel passaggio da un *set-point* del bagno pari 24/18°C ad un *set-point* pari a 20/18°C non va attribuito alla peggior gestione energetica. Semplicemente, da definizione, nel rapporto del rendimento figurano ora valori più contenuti a numeratore, dove il fabbisogno energetico netto si è naturalmente ridotto in seguito alla richiesta meno stringente da parte del bagno. Indipendentemente dai prevedibili risvolti legati ai consumi energetici più ridotti, i dati più significativi sono quelli relativi al comfort termico. Già da un'analisi globale e media dell'appartamento essi appaiono più promettenti orientandosi verso una configurazione di *set-point* più omogenea tra le stanze, tuttavia è evidente come risulti doveroso approfondire il confronto, concentrando l'attenzione su come vari il comportamento termico stanza per stanza.

Come emerge dalla *Figura 147* e dalla *Figura 148* (riferite entrambe al clima di Venezia), l'uniformazione del *set-point* di temperatura a parità di regolazione produce effetti rimarchevoli nella sola stanza in cui è variato il *set-point* (fenomeno molto marginale è il lieve aumento dei sottoraffreddamenti nella camera singola, che nella configurazione precedente poteva invece fruire delle perdite di calore da parte del bagno, locale ad essa adiacente). Il bagno, infatti, riesce a mantenere con facilità la temperatura di 20°C/18°C, riducendo notevolmente il tempo in cui incorre in una condizione di sottoraffreddamento. Se ci si riferisce alla regolazione a punto fisso, confrontando le due configurazioni di *set-point*, la percentuale di tempo in cui il bagno presenta una temperatura operante entro il *range* di settaggio rimane pressoché costante (cala leggermente solo a causa dell'aumento dei surriscaldamenti, non dei raffreddamenti), mentre nel caso climatico tale quota va decisamente migliorando, poiché, come era già stato evidenziato, una

regolazione in funzione della temperatura esterna penalizza fortemente un ambiente con una richiesta di livello termico così elevata (24°C/18°C). In questo caso, non presentando più l'appartamento una diversificazione spaziale dei settaggi di temperatura, potrebbe essere sufficiente l'installazione di un unico termostato di zona, magari posto in soggiorno: in questo caso bisognerebbe accettare i già denunciati sottoraffreddamenti delle camere, ma almeno il bagno rimarrebbe aderente al *set-point*.

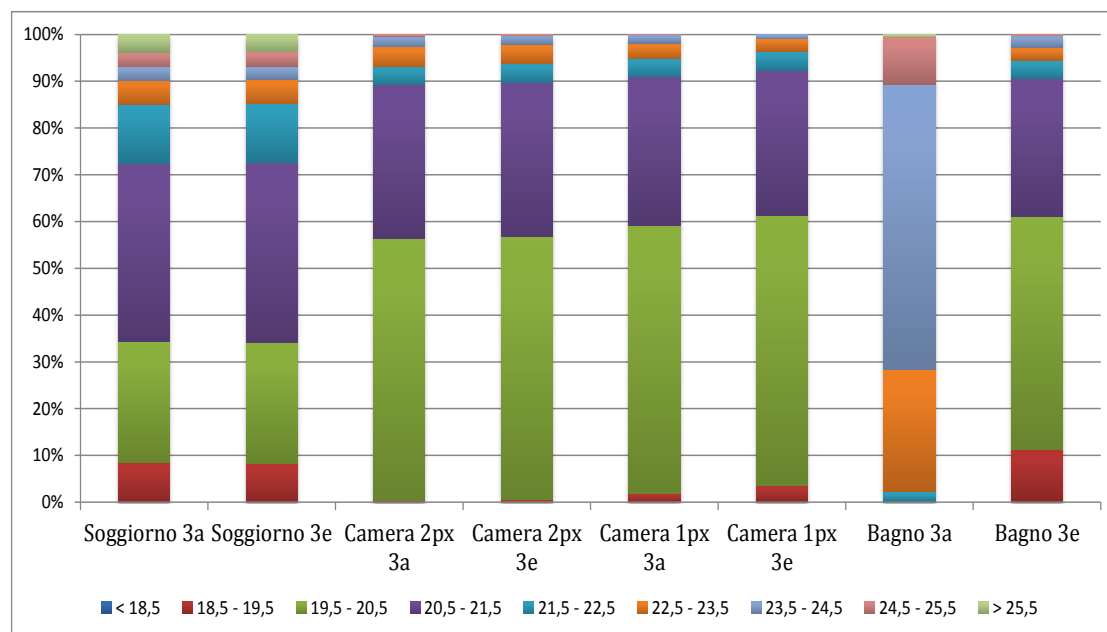


Figura 147. Caso di Venezia. Distribuzione della temperatura operante nelle varie stanze, con una regolazione a singolo ambiente di tipo on/off a punto fisso (3a, 3e) e con due configurazioni diverse di *set-point*.

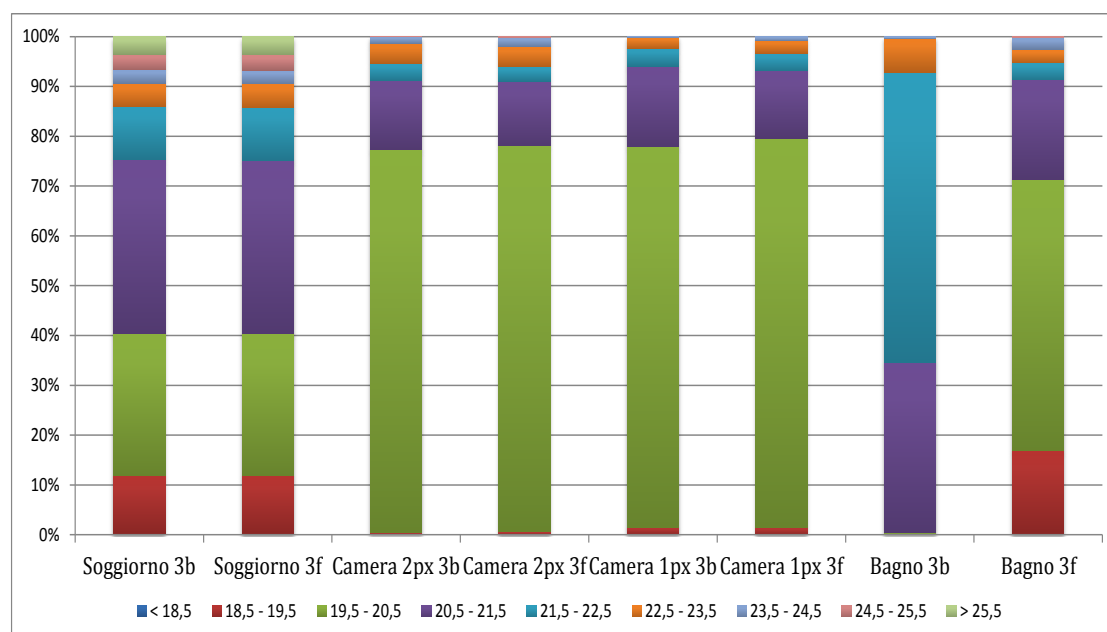


Figura 148. Caso di Venezia. Distribuzione della temperatura operante nelle varie stanze, con una regolazione a singolo ambiente di tipo on/off climatica (3b, 3f) e con due configurazioni diverse di *set-point*.

Dopo aver esaminato cosa accade nel processo di omogeneizzazione del *set-point* di temperatura entro le stanze dell'edificio, si conclude l'analisi con il passaggio all'uniformità temporale della temperatura interna. Eliminando le attenuazioni notturne e volendo riscaldare l'intero appartamento alla temperatura costante di 20 °C, ovviamente si va incontro ad un leggero aumento del consumo energetico, non visibile da un confronto dei dati del rendimento di regolazione in quanto, come già spiegato, al suo interno cambia non solo l'energia che viene ceduta dall'impianto radiante, ma anche il fabbisogno energetico netto richiesto dall'edificio in questa nuova configurazione. Rivolgendo lo sguardo ai dati medi sui sottoraffreddamenti, risulta evidente come essi crescano molto lievemente in numero e talvolta in intensità, rispetto al caso dell'abbassamento notturno del *set-point*. Ciò è conseguenza del livello di comfort atteso dall'utenza: mentre prima venivano accettate temperature interne più basse durante la notte, ora, nonostante l'attività del sistema di regolazione, quando al calar del sole le temperature esterne si fanno più rigide, le dispersioni aumentano e tuttavia l'esigenza da parte degli occupanti è comunque quella di mantenere il livello termico diurno (20 °C). Pertanto, accadrà con più frequenza che la temperatura interna venga considerata inferiore al valore di *set-point*, in quanto è stato innalzato il valore della *baseline*. Al di là di queste modeste variazioni, dall'analisi della distribuzione della temperatura operante nelle varie stanze (*Figura 149* e *Figura 150*), si nota come non si scenda mai a scostamenti negativi maggiori di 0.5 °C e come, se la quota di ore in cui la temperatura operativa si trova nel *range* ideale va riducendosi, essa vada solo a favore delle fasce di temperatura più elevate (surriscaldamenti dovuti agli apporti termici gratuiti come i carichi endogeni ed i *solar gains*). Si può concludere che, con una temperatura di *set-point* omogenea tra le stanze ed uniforme durante le ore della stagione di riscaldamento, il regolatore mai produrrà raffreddamenti negli ambienti.

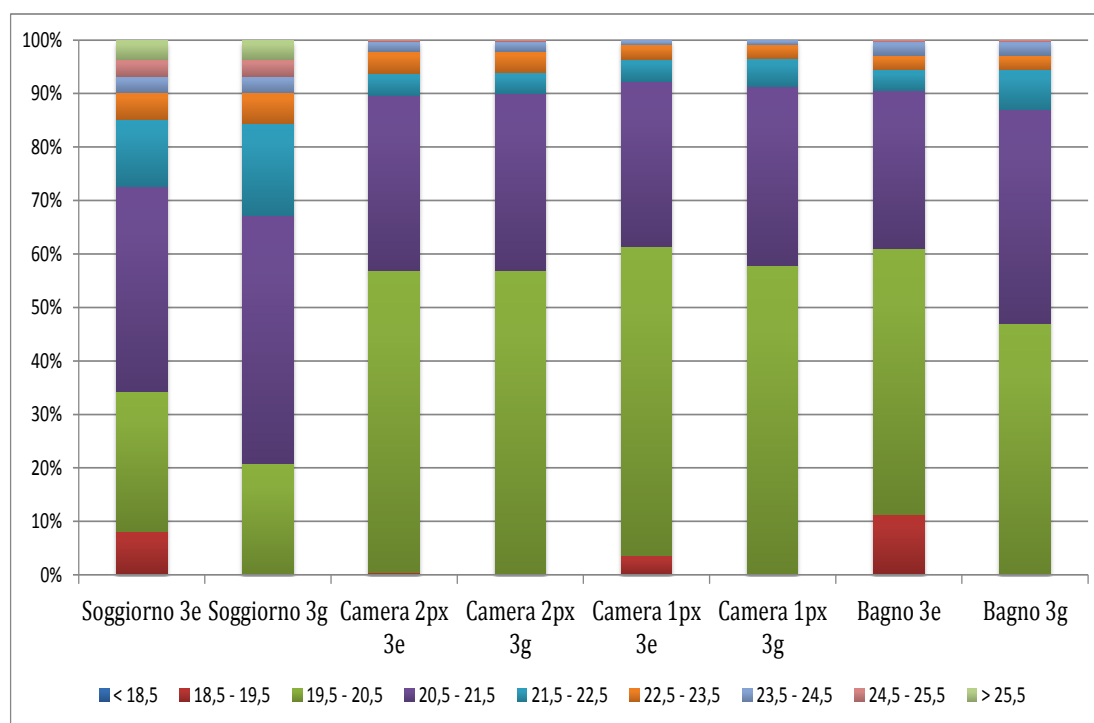


Figura 149. Caso di Venezia. Distribuzione della temperatura operante nelle varie stanze, con una regolazione a singolo ambiente di tipo on/off a punto fisso (3e, 3g) e con due configurazioni diverse di set-point.

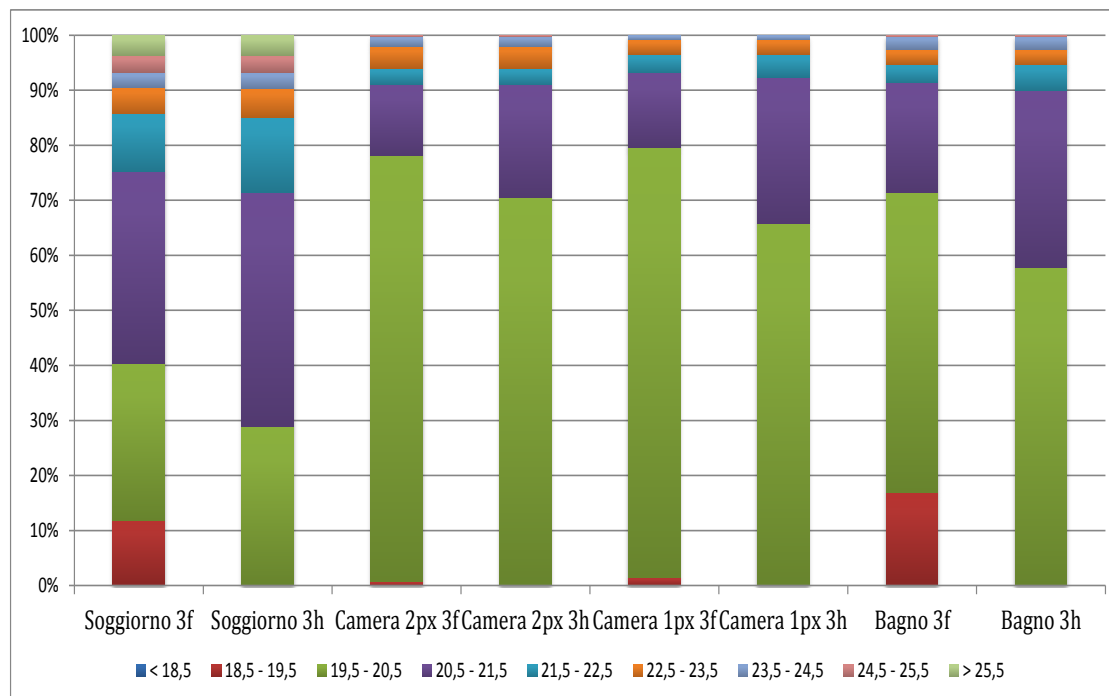


Figura 150. Caso di Venezia. Distribuzione della temperatura operante nelle varie stanze, con una regolazione a singolo ambiente di tipo on/off climatica (3f, 3h) e con due configurazioni diverse di set-point.

4.3.8 Consumo energetico e comfort termico

L'analisi dei risultati delle simulazioni ha evidenziato come la bontà di un sistema di regolazione debba essere sempre valutata secondo il paradigma dell'inscindibile binomio energia-comfort. Si tratta di capire se la spesa energetica che il regolatore impone all'attività dell'impianto radiante sia corrisposta dal risultato di un diffuso comfort termico all'interno degli ambienti dell'appartamento. Si è dunque cercato di concentrare questi due aspetti entro due parametri rappresentativi. Per quanto riguarda il consumo energetico la grandezza di riferimento è stata individuata nel rendimento di regolazione così come definito da UNI/TS 11300-2 e calcolato come illustrato nel *Paragrafo 4.2*. In relazione all'aspetto del comfort termico, invece, si è optato per la definizione di un parametro, denominato α , e risultante dalla composizione di tre contributi:

$$\alpha = \frac{T_{op,ott,\%}}{\tau \cdot e}$$

dove:

$T_{op,ott,\%}$ rappresenta la percentuale delle ore durante la stagione di riscaldamento nelle quali la temperatura operativa dell'appartamento si trova entro il *range* ideale (il calcolo è stato eseguito mediando le percentuali di ogni stanza, considerando che il *set-point* del bagno è diverso da quello delle altre stanze);

τ rappresenta il numero medio di ore al giorno durante le quali la temperatura dell'aria dell'appartamento difetta dal valore di *set-point* ideale (il calcolo è stato eseguito mediando i valori di ogni stanza, considerando che il *set-point* del bagno è diverso da quello delle altre stanze);

e rappresenta lo scostamento negativo medio orario tra i valori attuale della temperatura dell'aria e quello di *set-point* ideale (il calcolo è stato eseguito mediando i valori di ogni stanza, considerando che il *set-point* del bagno è diverso da quello delle altre stanze).

In pratica:

- a numeratore compare la quantità che si vuole massimizzare, essendo il parametro che rappresenta l'aderenza esercitata dal regolatore nell'inseguimento del *set-point*;
- a denominatore compare la stima della frequenza e dell'entità dei sottoraffreddamenti cui mediamente va incontro l'edificio a causa dell'imperfetta attività di regolazione.

Idealmente, il numeratore dovrebbe essere pari al 75% (in quanto si valuta solamente la componente attinente al *set-point* diurno, della durata di 18 h su 24 h), mentre il denominatore dovrebbe essere nullo, qualora il regolatore fosse perfetto.

Di per sé, dunque, è desiderabile che il parametro α risulti il più alto possibile; tuttavia, bisogna considerare che ciò potrebbe essere conseguenza di un appartamento mediamente surriscaldato rispetto al *set-point* imposto. È dunque necessario incrociare la lettura di questo parametro con il rendimento di regolazione, indice del discostamento del consumo energetico dal quantitativo minimo necessario, per comprendere la reale natura di un valore elevato di α .

Seguono ora i grafici in cui i vari tipi di regolazione sono inquadrati ricorrendo a queste due grandezze sugli assi coordinati, distinguendo per ragioni di scala le regolazioni di zona (*Figura 151*) da quelle a singolo ambiente (*Figura 152*).

Per non appesantire la lettura dei grafici, in cui molti punti risultano ravvicinati, si preferisce riportare in *Tabella 30* i valori delle coordinate dei punti rappresentati in figura.

	Venezia		Roma	
Regolazioni di zona	α	η [%]	α	η [%]
2a	0,9	99,2	1,0	117,7
2b	0,8	101,2	1,0	118,2
2c	0,7	101,8	0,9	122,0
2d	0,6	103,6	0,9	122,9
2e	7,2	80,7	7,1	75,5
4a	0,5	102,4	0,8	123,0
6a	0,8	97,1	0,8	118,1
8	5,1	91,9	7,5	96,3
Regolazioni a singolo ambiente	α	η [%]	α	η [%]
3a	81,8	85,6	130,9	82,5
3a(md)	88,2	85,9	145,8	82,8
3b	10,4	89,9	11,3	91,0
3b(md)	10,3	90,2	11,3	91,5
3c	52,9	87,0	90,1	84,6
3d	8,9	91,2	10,2	93,5
5a	494,7	84,2	572,6	79,5
5b	17,5	87,7	15,3	86,8
5b(md)	20,5	87,8	19,3	86,6
7a	9,7	90,4	11,3	93,2
7b	6,8	92,5	6,2	101,3
9	19,3	89,0	15,3	92,8

Tabella 30. Dati dei punti rappresentati in *Figura 151* ed in *Figura 152*.

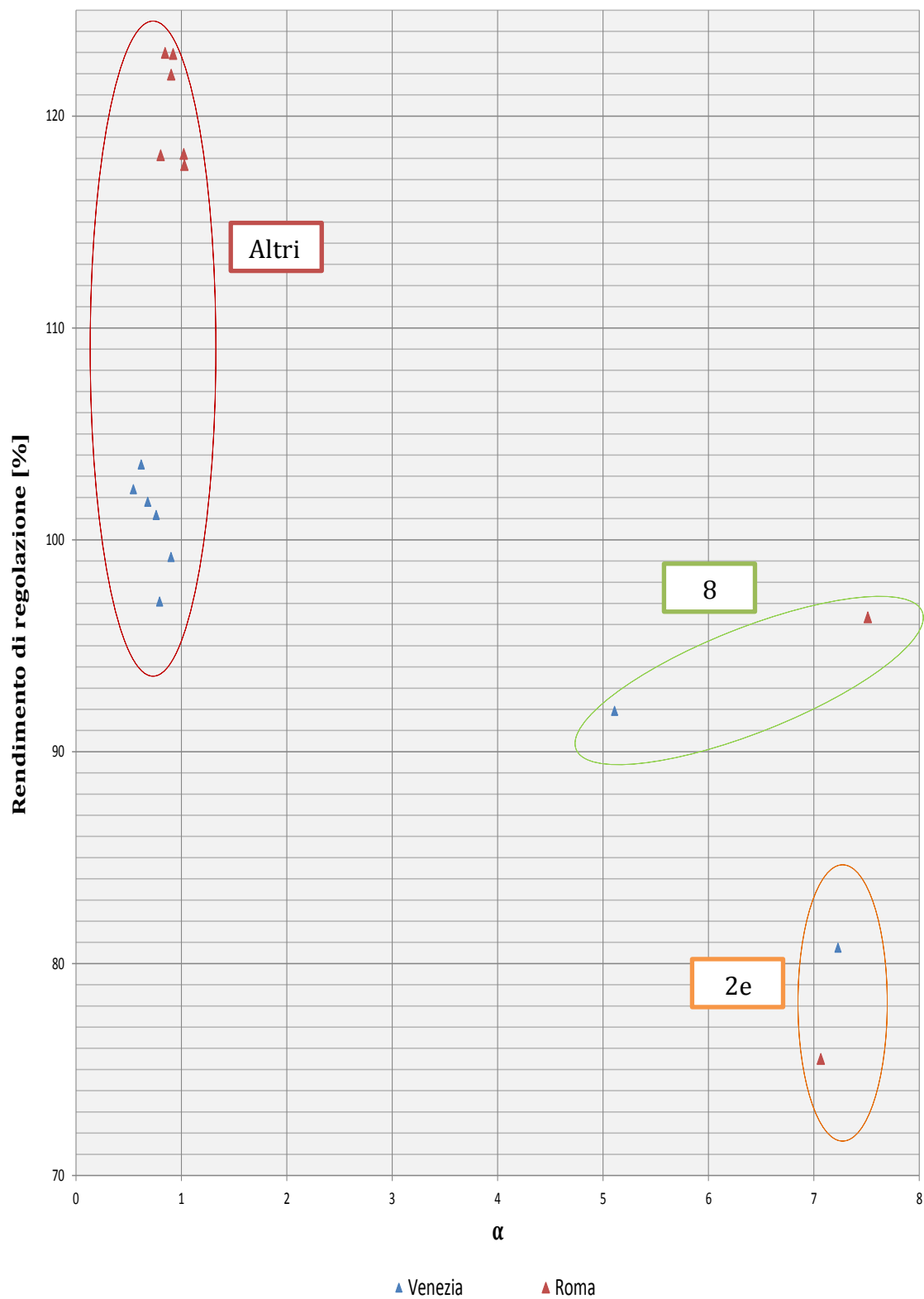


Figura 151. Grafico riassuntivo consumi energetici-comfort termico per i vari tipi di regolazione di zona nei climi di Venezia e di Roma.

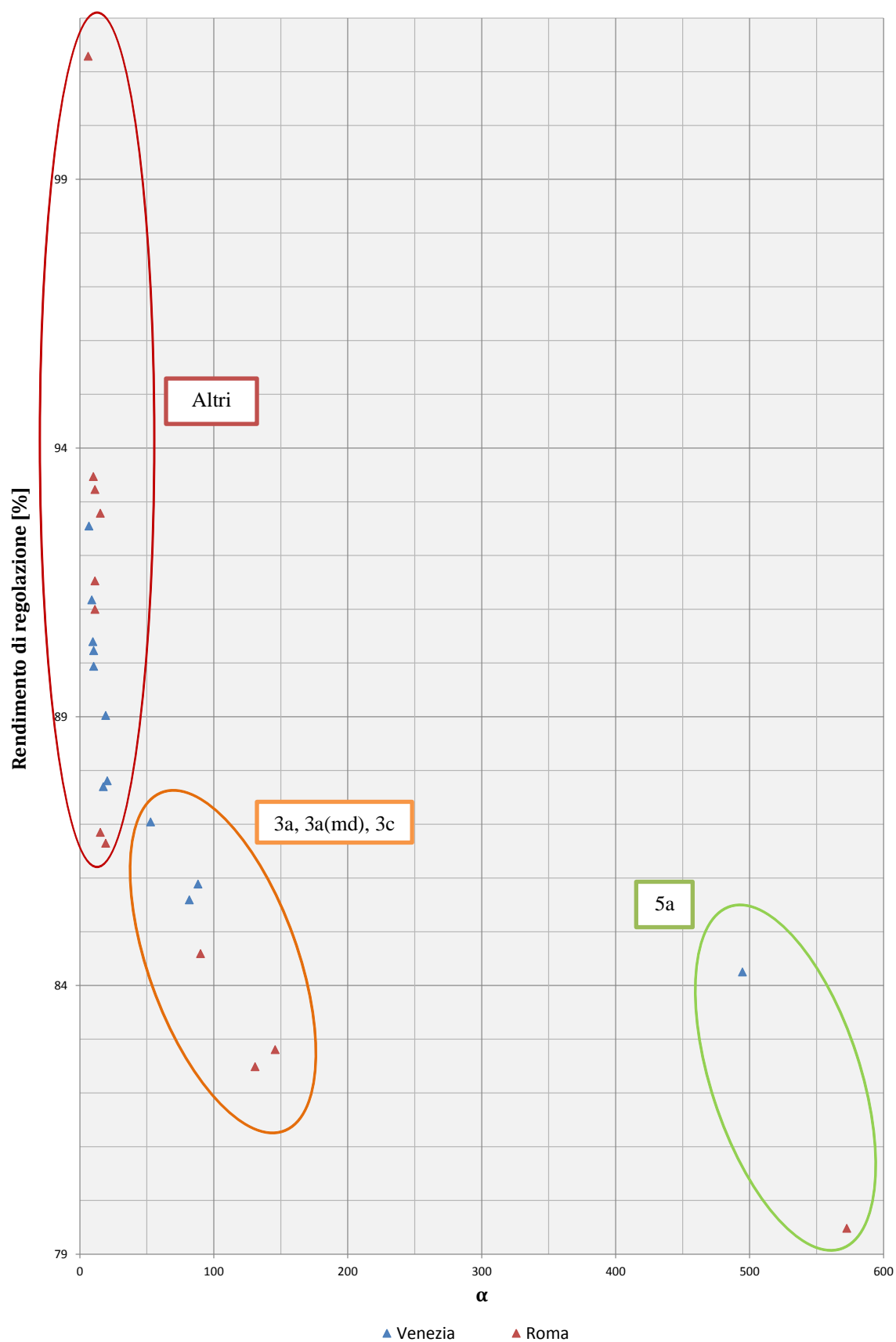


Figura 152. Grafico riassuntivo consumi energetici-comfort termico per i vari tipi di regolazione a singolo ambiente nei climi di Venezia e di Roma.

I grafici riportano sinteticamente quanto già esposto nei paragrafi precedenti, individuando i sistemi di regolazione migliori e fornendo indicazione sulle direzioni da intraprendere per l'ulteriore affinamento della strategia.

Per quanto riguarda le regolazioni di zona:

- per entrambi i climi la soluzione migliore pare essere quella della regolazione in temperatura (8), in quanto realizza il miglior compromesso tra comfort e consumi; si raccomanda tuttavia di prestare attenzione ai consumi elettrici dei circolatori (sempre attivi), di valutare l'introduzione di un minimo controllo sulla portata per evitare surriscaldamenti (invece che far circolare acqua praticamente a temperatura ambiente) e di verificare quanto un sistema di miscelazione reale riesca a seguire le oscillazioni di temperatura di mandata imposte dal nostro regolatore ideale;
- la regolazione di tipo on/off con termostato installato nella camera singola (2e) garantisce un elevato valore di α , tuttavia in questo caso ciò è dovuto solo al surriscaldamento generale dell'appartamento indotto da un eccesso di fornitura di calore da parte dell'impianto radiante, come testimoniato dall'esiguo valore del rendimento di regolazione;
- tutte le altre strategie di regolazione di zona sono assimilabili: realizzano livelli inaccettabili di comfort a livello diffuso nell'appartamento, e si distinguono solamente per l'energia spesa allo scopo di inseguire il *set-point* del soggiorno.

Per quanto riguarda le regolazioni a singolo ambiente:

- sia per Venezia che per Roma la soluzione ideale dal punto di vista del comfort è quella del regolatore proporzionale a punto fisso (5a). Tuttavia si nota come il risultato sia raggiunto a caro prezzo: in entrambi i casi, infatti, ciò avviene in corrispondenza del rendimento di regolazione più basso del gruppo. La soluzione più naturale è quella dell'upgrade alla versione climatica del regolatore (5b o 5b-md). Questi casi sono però scivolati verso l'asse delle ordinate, penalizzati dal comportamento del bagno: nonostante riescano a migliorare il comfort delle varie stanze conseguendo al contempo del risparmio energetico in rapporto alla soluzione a punto fisso, perdono la capacità di mantenere in temperatura (24 °C) il bagno. Si è accennato alla possibile soluzione di diversificare le temperature di mandata delle stanze e del bagno, impostando per quest'ultimo una retta climatica più pendente di quella simulata, in modo da offrire per più ore durante la stagione di riscaldamento una temperatura di mandata consona al livello termico da esso richiesto. Nonostante la dilatazione dell'asse delle ascisse non permetta di apprezzarlo, tuttavia le regolazioni 5b e 5b(md) rappresentano già ora, per come sono strutturate, le migliori soluzioni sia in termini di energia che di comfort per una regolazione di tipo climatico;

- non v'è dubbio che le considerazioni appena esposte mantengono la loro validità anche per un regolatore di tipo PID, il quale tuttavia in quest'analisi è stato fortemente penalizzato dalla complessità della taratura, effettuata basandosi su una sola stanza (soggiorno) e su un solo clima (Venezia); una volta che sia stata eseguita l'ottimizzazione dei guadagni per ogni termostato di questo tipo installato localmente nei singoli ambienti, il risultato non può che essere quello di migliorare le già buone potenzialità del regolatore proporzionale, in entrambe le direttrici del comfort e del risparmio energetico, in quanto la capacità predittiva e di memoria di questo tipo di regolatore consente di ridurre al minimo le oscillazioni attorno al valore di temperatura prefissato;
- pur avendo appena individuato i binari su cui dirigere lo sviluppo di una regolazione più efficiente ed efficace, allo stato attuale, per i risultati emersi dalle simulazioni, il miglior compromesso tra costi e benefici è rappresentato dalla regolazione di tipo on/off a punto fisso, nelle varianti a temperature di mandata differenziate (3a-md) e con controllo della temperatura operante (3c). Si sottolinea tuttavia come questo risultato sia fine a se stesso, in quanto il grafico intende non solo mostrare le soluzioni più adeguate, ma suggerire spunti per la correzione di quelle strategie di regolazione non totalmente premianti se non modulate finemente sul modello in esame.

4.3.9 Grafici comparativi degli *Output*

Nel corso dell'analisi e del commento dei dati ottenuti dalle simulazioni, si è scelto di eseguire dei *focus* comparativi sui singoli aspetti che possono influire sulla bontà del sistema di regolazione: un controllo in temperatura piuttosto che in portata, una regolazione a punto fisso piuttosto che climatica, un regolatore on/off piuttosto che un P o un PID, ecc.

A beneficio di una più snella lettura ed interpretazione, sono stati riportati solo i dati o i grafici di quei parametri ritenuti essenziali per l'istituzione del raffronto (temperature operative, tempi di accensione, temperature massime e minime dell'aria), e per le sole simulazioni implicate nel singolo *focus*. A corredo della trattazione, si ritiene utile riportare ora i grafici recanti il confronto di alcuni parametri di comfort termico estratti dalle simulazioni tra tutti i tipi di regolazione e tra i tre climi utilizzati. Si ritiene doveroso ribadire quanto già esposto nell'analisi dei risultati: in un confronto generale, non inganni il comportamento poco performante del regolatore PID. Essendo stato tarato per la sola regolazione di zona (6a) nel clima di Venezia, i risultati per le altre simulazioni evidenziano solamente come sia necessaria una rimodulazione dei guadagni che lo caratterizzano.

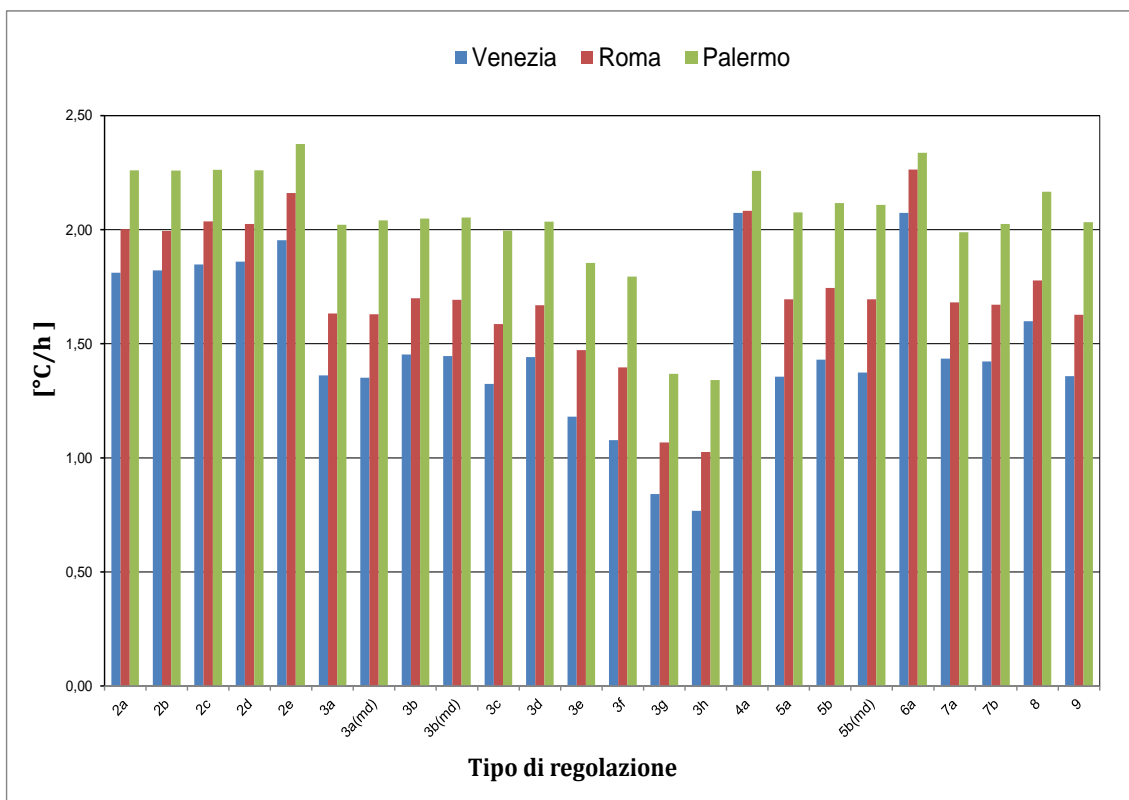


Figura 153. Scostamento medio orario dal valore di *set-point* imposto per la temperatura dell'aria interna. Sono conteggiati in valore assoluto sia gli scostamenti positivi (surriscaldamenti) che quelli negativi (sottoraffreddamenti), e mediati tra le varie stanze che compongono l'appartamento e nell'arco della stagione di riscaldamento.

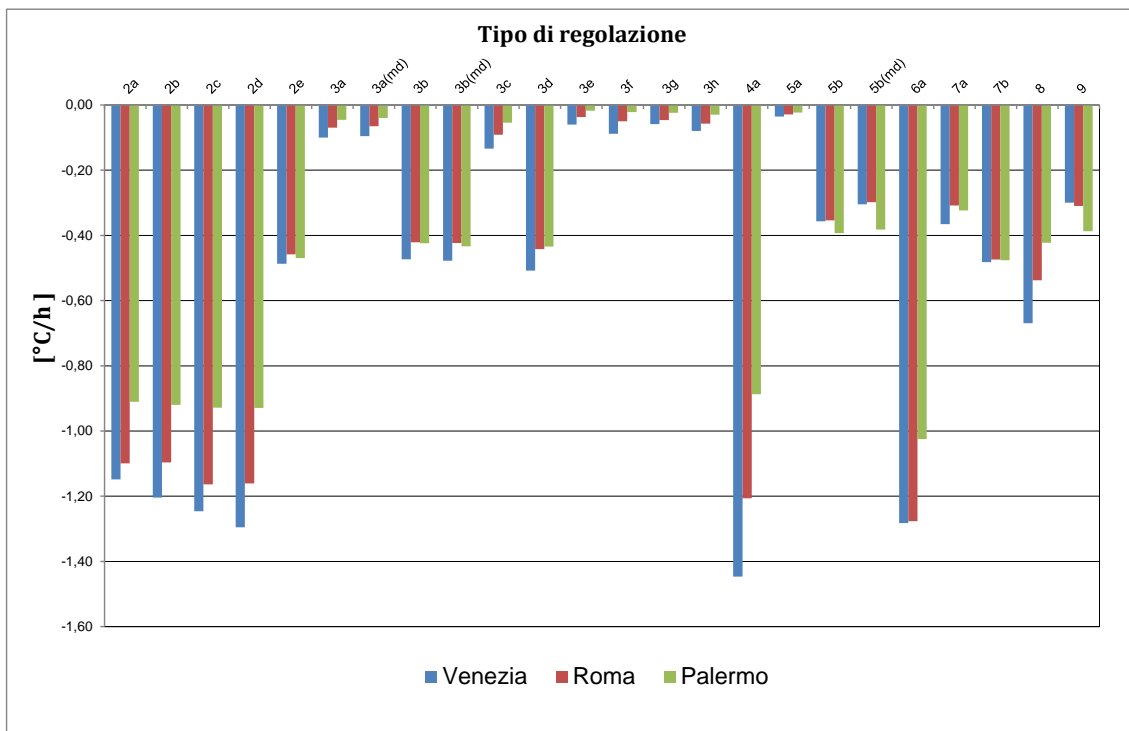


Figura 154. Scostamento negativo medio orario dal valore di *set-point* imposto per la temperatura dell'aria interna. Sono conteggiati in valore assoluto solo gli scostamenti negativi (sottoraffreddamenti), e mediati tra le varie stanze che compongono l'appartamento e nell'arco della stagione di riscaldamento.

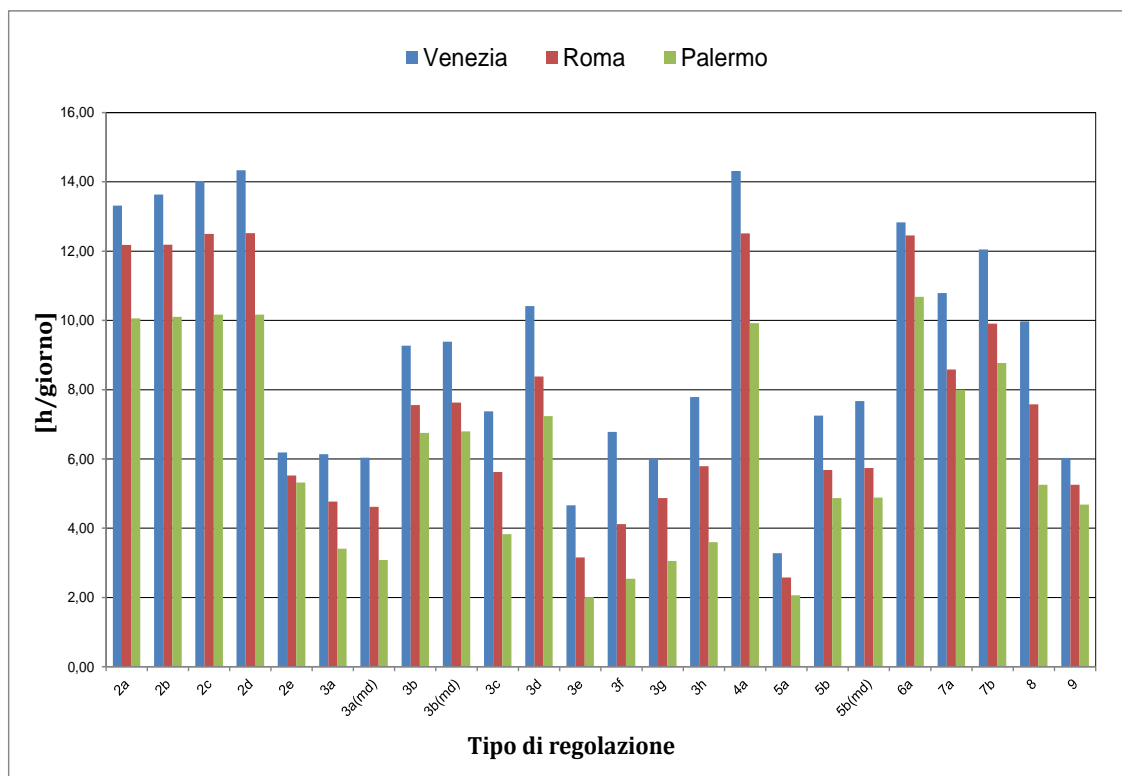


Figura 155. Numero medio di ore al giorno in cui si verifica uno scostamento negativo rispetto al valore di *set-point* imposto per la temperatura dell'aria interna. Sono conteggiati in valore assoluto solo gli scostamenti negativi (sottoraffreddamenti), e mediati tra le varie stanze che compongono l'appartamento e nell'arco della stagione di riscaldamento.

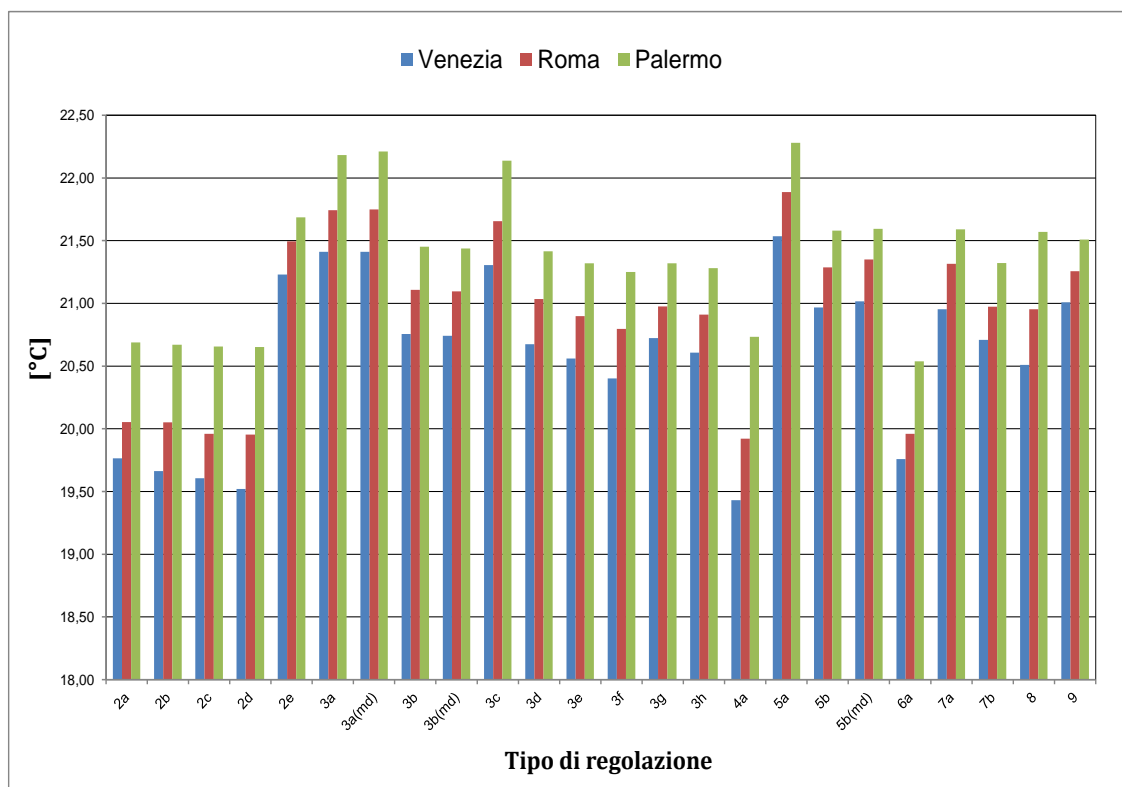


Figura 156. Temperatura media dell'aria interna entro l'edificio. Sono stati mediati i valori di tutte le stanze entro l'intera stagione di riscaldamento.

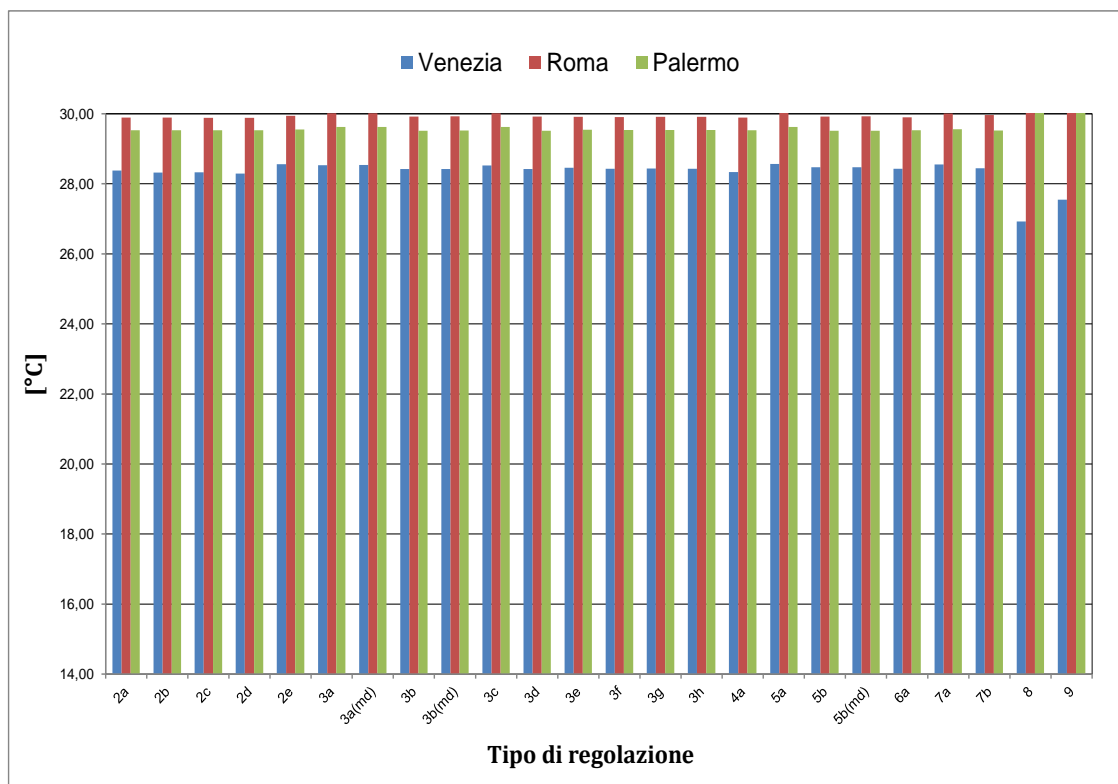


Figura 157. Temperatura massima dell'aria interna entro l'edificio. Sono stati selezionati i valori massimi tra i massimi di tutte le stanze entro l'intera stagione di riscaldamento.

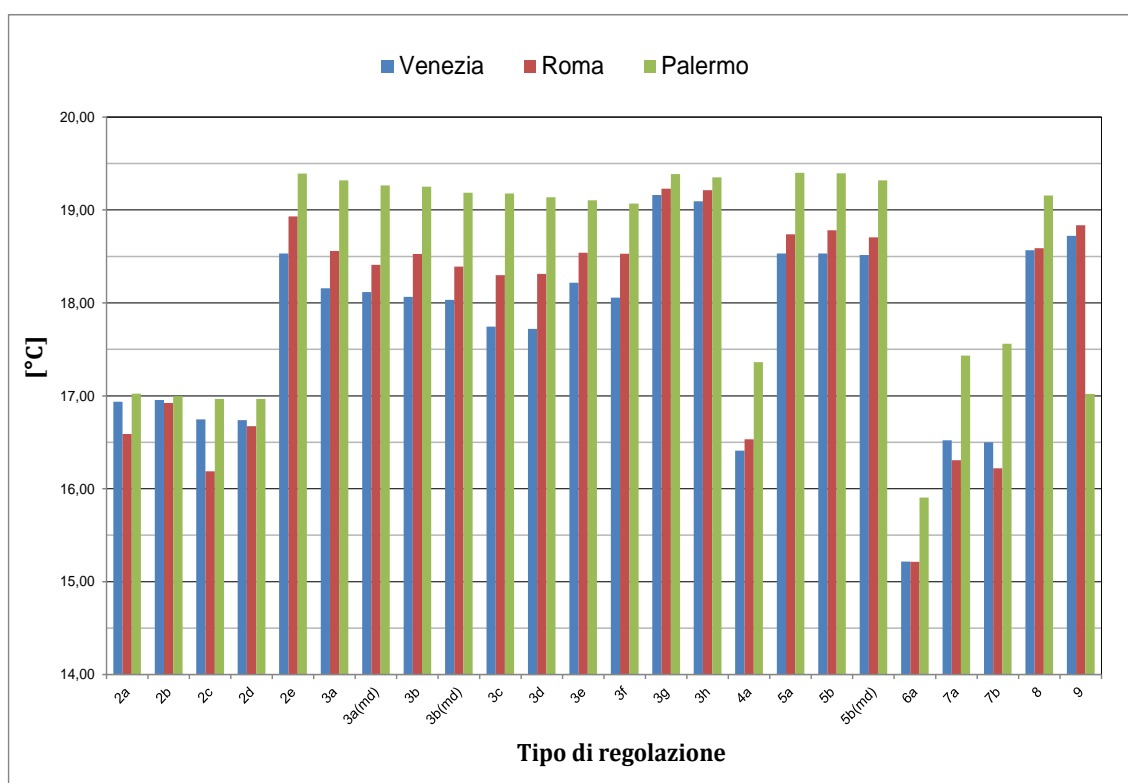


Figura 158. Temperatura minima dell'aria interna entro l'edificio. Sono stati selezionati i valori minimi tra i minimi di tutte le stanze entro l'intera stagione di riscaldamento.

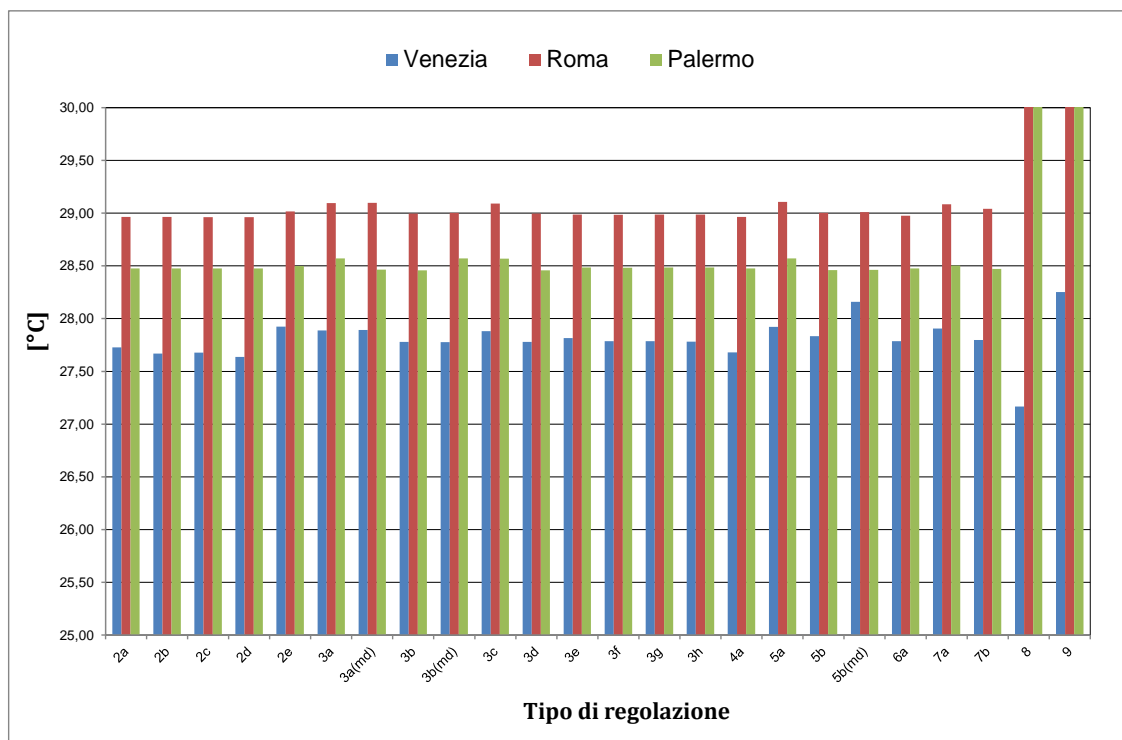


Figura 159. Temperatura massima superficiale del pavimento. Sono stati selezionati i valori massimi tra i massimi di tutte le stanze entro l'intera stagione di riscaldamento. Si noti come in linea generale sono rispettate le disposizioni sul comfort (temperatura superficiale < 29 °C nelle zone occupate delle stanze e < 33 °C nei bagni). Solamente nelle simulazioni con regolazione in pura temperatura (8 e 9) per Roma e Palermo emerge la necessità di apporre una limitazione superiore al livello termico massimo consentito per l'alimentazione delle serpentine radianti.

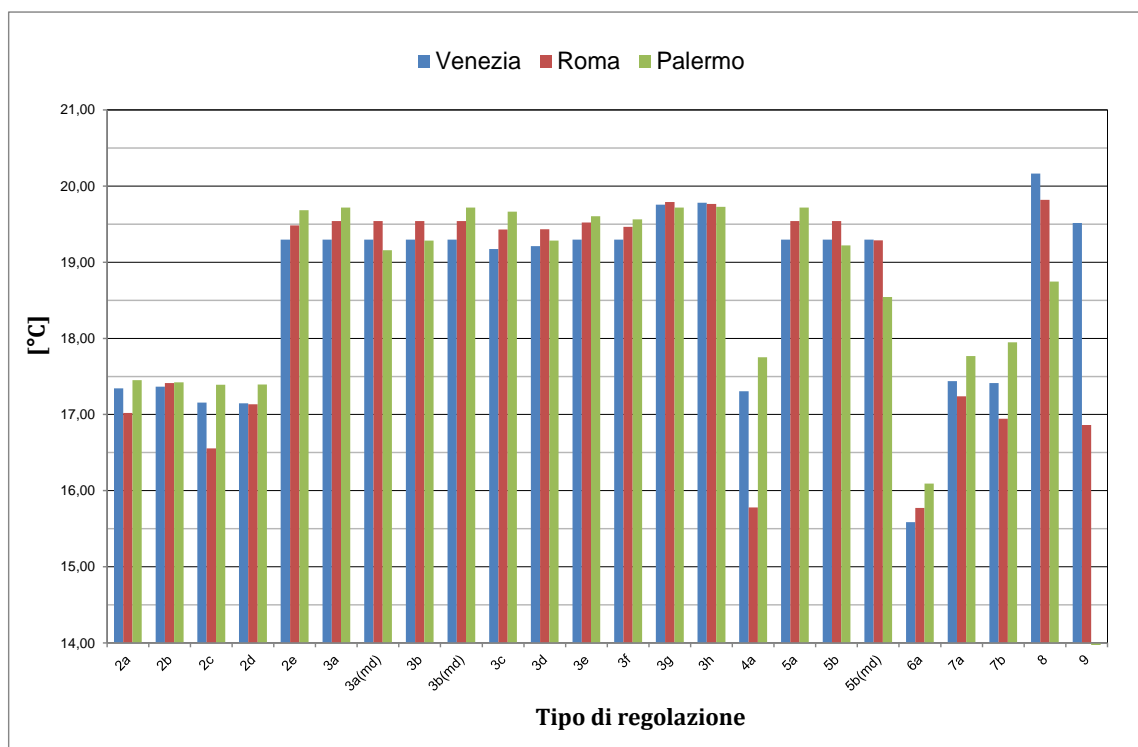


Figura 160. Temperatura minima superficiale del pavimento. Sono stati selezionati i valori minimi tra i minimi di tutte le stanze entro l'intera stagione di riscaldamento.

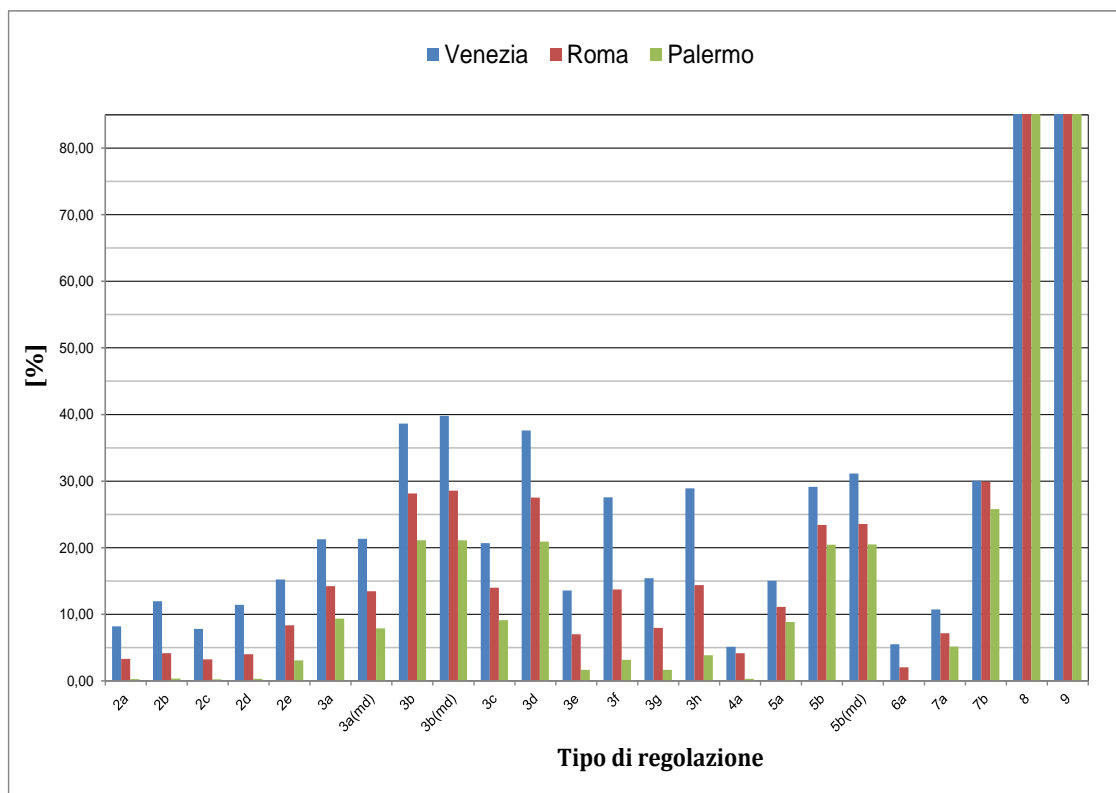


Figura 161. Percentuale delle ore di accensione dell'impianto radiante. Sono stati mediati i valori di tutte le stanze entro l'intera stagione di riscaldamento.

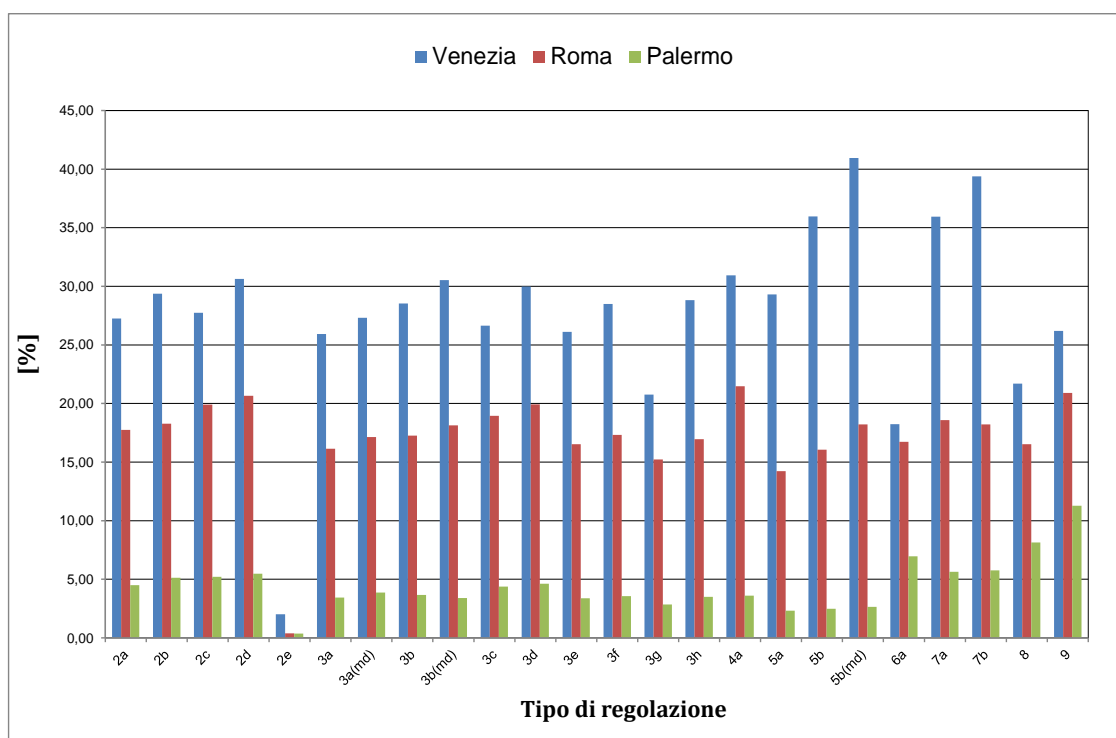


Figura 162. Percentuale delle ore della stagione di riscaldamento nelle quali la temperatura operante del soggiorno si trova entro il *range* ideale attorno al *set-point* impostato. Le percentuali risultano più basse rispetto alle altre stanze in quanto il soggiorno è la stanza più soggetta ai surriscaldamenti dovuti agli apporti gratuiti: *solar gains* (maggior estensione della superficie finestrata) e carichi endogeni (per 6 h/giorno essi superano i 300 W).

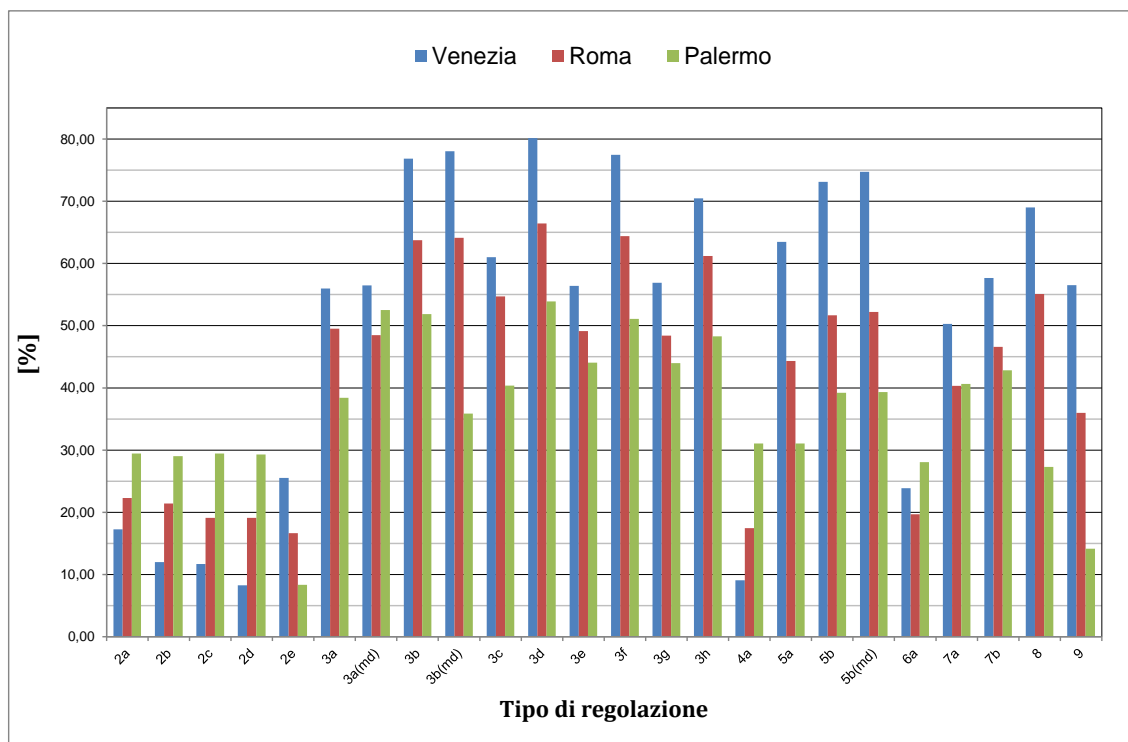


Figura 163. Percentuale delle ore della stagione di riscaldamento nelle quali la temperatura operante della camera matrimoniale si trova entro il *range* ideale attorno al *set-point* impostato.

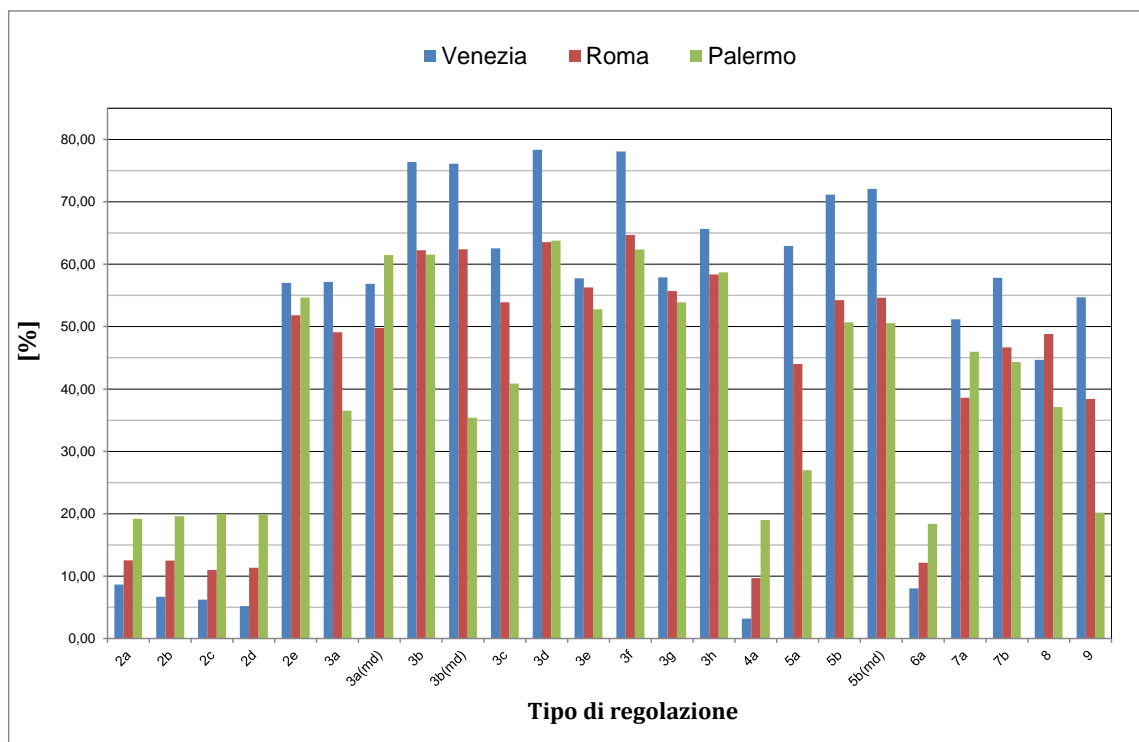


Figura 164. Percentuale delle ore della stagione di riscaldamento nelle quali la temperatura operante della camera singola si trova entro il *range* ideale attorno al *set-point* impostato.

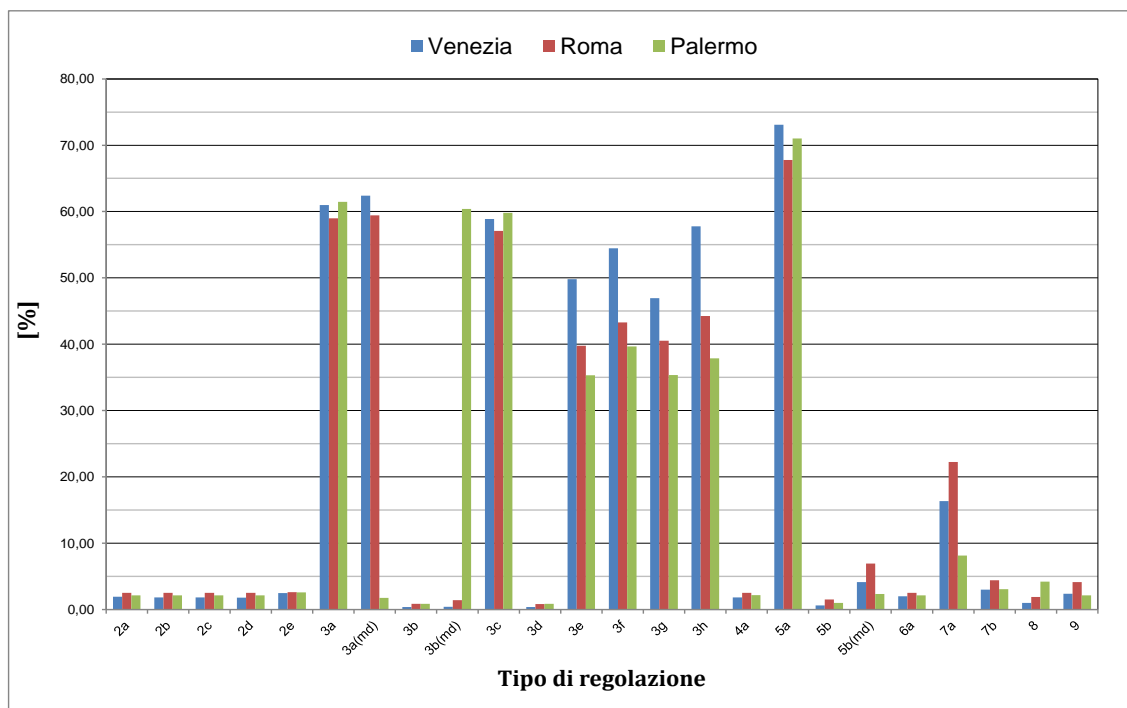


Figura 165. Percentuale delle ore della stagione di riscaldamento nelle quali la temperatura operante del bagno si trova entro il *range* ideale attorno al *set-point* impostato.

Conclusioni

Il lavoro sperimentale ha evidenziato innanzitutto come la scelta dell'involucro edilizio rivesta un ruolo chiave nell'analisi dei consumi legati all'attività di un sistema di regolazione: tanto più il fabbisogno energetico netto si fa ridotto, tanto più le inefficienze introdotte da un processo di regolazione imperfetto pesano sulla valutazione dei consumi. Addirittura, per il caso di Palermo, sono solo stati riportati i dati, ma si è preferito escludere quel clima dal confronto dal momento che i valori assoluti in gioco erano così contenuti da rendere inconsistente ogni ragionamento di carattere comparativo. Il fabbisogno energetico netto è infatti funzione sia della scelta delle trasmittanze attribuite alle superfici disperdenti dell'edificio sia delle condizioni climatiche cui è chiamato a confrontarsi. Di conseguenza, una stessa tipologia di regolazione applicata allo stesso involucro ma ubicato in climi diversi oppure applicata a due diverse strutture edilizie dislocate nella stessa città può portare a valori consistentemente diversi del rendimento di regolazione (secondo UNI/TS 11300-2) oppure della sovratemperatura interna equivalente (secondo EN 15316-2-1). Si suppone, dunque, che la tabulazione proposta dalla normativa risulti dalla stima svolta sulla base del parco edilizio italiano/europeo e dei climi riscontrabili all'interno della sua area geografica di applicazione. Altra ipotesi è che i valori tabulati esulino dall'equazione di bilancio energetico proposta, e si riferiscano piuttosto alla capacità del singolo sistema di regolazione di aderire il più fedelmente possibile alla configurazione di *set-point* impostata (aspetto del comfort). In sostanza, la UNI/TS 11300-2 con i valori contenuti nel prospetto intende definire i rendimenti di singolo ambiente migliori di quelli di zona (per ragioni di capacità di regolazione e quindi di benessere conseguito), quelli dei regolatori PID e P migliori degli on/off (per capacità di regolazione e risparmio energetico conseguito) e quelli delle versioni climatiche migliori di quelli a punto fisso (per il risparmio energetico conseguito a monte, lato generatore). Nel corso delle analisi condotte sull'appartamento preso a modello, è risultato invece come il rendimento di regolazione per la strategia di zona sia superiore a quello del caso omologo a singolo ambiente, almeno nei casi in cui il termostato di zona è stato ubicato nel soggiorno: questo dato è indice di un diffuso sottoraffreddamento dei locali diversi da quello di installazione del sensore, più che di un reale risparmio energetico, in quanto i consumi con il regolatore posto nel soggiorno risultano addirittura minori del fabbisogno energetico netto (rendimenti di regolazione superiori all'unità e sovratemperature interne equivalenti negative). Cambiare il posizionamento del termostato ribalta la situazione: con l'installazione nella camera singola, il rendimento di regolazione decade a livelli inaccettabili, indice degli evidenti sprechi energetici che surriscaldano inutilmente le altre stanze dell'appartamento. Per una regolazione di zona, la miglior soluzione come compromesso tra costi e benefici è sembrata quella della regolazione in sola temperatura con *feedback* della temperatura ambiente da

parte di un locale di riferimento, seppure se ne raccomanda ulteriore investigazione per quanto riguarda i consumi degli ausiliari e la fattibilità tecnica di rapide variazioni della temperatura di alimentazione delle serpentine radianti. Ulteriore evidenza emersa dall'analisi delle simulazioni con regolazione di zona è che lo sforzo di migliorare l'accuratezza dell'unico termostato installato è mal ripagata, se non addirittura dannosa in riferimento al livello di comfort globale percepito attraverso l'edificio. Le regolazioni a singolo ambiente, invece, hanno confermato di essere più fedeli al *set-point* impostato rispetto alle omologhe regolazioni di zona, ma richiedono un dispendio energetico più elevato: optando per una regolazione con termostato locale, i rendimenti di regolazione si fanno più bassi e il fatto che scendano sotto la soglia dell'unità è ottimale dal punto di vista del comfort, anche se è desiderabile non vi si discostino eccessivamente. È questa la ragione per cui il regolatore proporzionale a punto fisso non può essere assunto come soluzione ideale, nonostante sia quello che faccia conseguire i parametri di comfort nettamente più elevati: esso presenta un rendimento di regolazione troppo modesto in rapporto alle opzioni concorrenti. In prima battuta, il regolatore proporzionale potrebbe essere evoluto in un moderno PID, per incrementare ulteriormente le proprie *performance* di assoggettamento al *set-point*; tuttavia, la taratura del PID è materia complessa e più attinente alla scienza dell'automazione, pertanto non si è insistito nella modulazione ottimale dei suoi guadagni allo scopo di ottenere un già prevedibile miglioramento del benessere termico. Si raccomanda altresì la particolarizzazione dell'operazione di taratura: essa andrebbe eseguita in maniera differente da clima a clima e da stanza a stanza. In seconda battuta, per aumentare il risparmio energetico ed il rendimento di regolazione, eliminando gli sprechi termici che causano evenienze di surriscaldamento, si potrebbe accompagnare la fine regolazione in portata con una pre-regolazione climatica in funzione della temperatura esterna. La versione implementata nelle simulazioni non ha fornito tuttavia i risultati attesi, dal momento che l'elevato livello termico richiesto dal bagno (24 °C) mal si concilia con un'attenuazione della temperatura di mandata al crescere della temperatura esterna. Una modifica della curva climatica per il solo bagno (quindi una soluzione con temperature di mandata differenziate) è quindi auspicabile, a meno di non voler ricorrere alla regolazione a punto fisso con temperatura costante al valore di progetto per questo singolo ambiente. È stato inoltre dimostrato come il controllo sulla temperatura operante permetta un affinamento del livello di benessere termico (poiché si controlla in maniera diretta il parametro di comfort) ed un lieve risparmio energetico a monte (si può mantenere la temperatura dell'aria più bassa data l'elevata temperatura media radiante della superficie attiva). Pertanto, per il modello preso in esame, si ipotizza che il miglior compromesso tra spesa energetica e comfort termico sia conseguibile mediante una regolazione con globotermostato a singolo ambiente, regolatore PID per il controllo della portata, e regolazione climatica a monte con la definizione di due curve climatiche diverse per il bagno e le altre stanze. Infine, cambiando la configurazione di *set-point*, è risultato evidente come i rendimenti di

zona si sarebbero abbassati a valori più verosimili utilizzando come riferimento una temperatura omogenea per tutte le stanze (20°C/18°C), mentre le regolazioni a singolo ambiente avrebbero fatto conseguire notevoli risparmi energetici rispetto al caso del bagno a 24 °C. Quando poi il *set-point* è anche costante nel tempo (privato delle attenuazioni notturne) è quasi impossibile, con qualsiasi tipo di regolatore a singolo ambiente, incorrere in sottoraffreddamenti locali.

A fronte dei risultati ottenuti, si può ritenere di aver testato un modello particolarmente esigente: in un tipico appartamento residenziale di recente costruzione i ristretti fabbisogni energetici netti impongono particolare cura nella scelta della giusta strategia di regolazione, allo scopo di non vanificare la bontà della struttura dell'edificio con consumi impreveduti in fase di progetto. Inoltre, l'esigenza di temperature così diversificate tra i vari locali impone la ricerca di soluzioni tecniche *ad hoc*, che costringono a tralasciare quasi di principio ogni tentativo di regolazione di zona e prestare attenzione all'impiego della regolazione climatica.

Probabilmente, un primo ulteriore sviluppo al lavoro svolto potrebbe riguardare proprio la modifica all'edificio scelto come modello. Interessante sarebbe, rimanendo nel residenziale, simulare il comportamento di una casa singola di recente costruzione (con dispersioni sia attraverso il tetto che verso terra e nessuna parete perimetrale adiabatica) oppure di un edificio in classe energetica F o G (tipico degli anni Settanta-Ottanta) su cui si possa sviluppare una soluzione di *retrofit* con l'installazione del radiante e dell'appropriato sistema di regolazione. In alternativa, potrebbe essere eseguita un'analisi comparativa tra locali a diversa destinazione d'uso, confrontando l'appartamento simulato in questa trattazione con il caso di un ufficio del terziario. Infine, il raffronto potrebbe essere condotto mantenendo intatto il modello dell'edificio, e variando la tipologia di terminale di impianto: dal radiante a soffitto/parete, ai classici corpi scaldanti convettivi come i radiatori ed i *fancoil*.

Successivi approfondimenti potrebbero essere dedicati all'analisi dei sistemi di regolazione per l'impianto radiante in fase di raffrescamento. In tal caso, oltre alla definizione di un algoritmo basato sulla temperatura di rugiada degli ambienti, in abbinamento con un sistema di deumidificazione, sarebbe di notevole interesse studiare la possibilità di controllo dei carichi solari attraverso sistemi di schermatura interni o esterni, in modo da alleviare l'impegno richiesto al radiante. Infine, nell'ottica di definizione di un'efficienza complessiva per un sistema radiante, comprensiva di tutte le tipologie di perdite coinvolte nell'intorno del terminale (emissione, regolazione, bilanciamento idraulico, ecc.) si ritiene opportuno valutare anche l'entità dei consumi legati agli ausiliari: bisognerebbe quindi analizzare i dati di portata e incrociarli con le curve caratteristiche relative la velocità di rotazione attuali della pompa selezionata, ricavando in funzione del punto di lavoro la prevalenza realizzata ed il rendimento del circolatore.

Appendice

Legislazione e normativa

Legge 9 gennaio 1991, n.10 (Legge 10/91)

Norme per l'attuazione del piano energetico in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia.

Articolo 26, Comma 3: "Gli edifici pubblici e privati, qualunque ne sia la destinazione d'uso, e gli impianti non di processo ad essi associati devono essere progettati e messi in opera in modo tale da **contenere al massimo**, in relazione al progresso della tecnica, **i consumi di energia termica ed elettrica.**"

Articolo 26, Comma 5: "Per le innovazioni relative all'adozione di sistemi di termoregolazione e di contabilizzazione del calore e per il conseguente riparto degli oneri di riscaldamento in base al consumo effettivamente registrato, l'assemblea di condominio decide a maggioranza, in deroga agli articoli 1120 e 1136 del Codice Civile."

Articolo 26, Comma 6: "Gli impianti di riscaldamento al servizio di edifici di nuova costruzione, la cui concessione edilizia sia rilasciata dopo l'entrata in vigore della legge (18 luglio 1991 NdR) devono essere progettati e realizzati in modo tale da **consentire l'adozione di sistemi di termoregolazione e di contabilizzazione del calore per ogni singola unità immobiliare.**"

Decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412 (DPR 412/93)

Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell'art. 4, comma 4, della L. 9 gennaio 1991, n. 10.

Articolo 7, Comma 3: "[...] l'esercizio continuativo (24 ore) è ammesso per impianti centralizzati con generatore avente rendimento minimo non inferiore a quello richiesto dal presente DPR e nei quali sia installato, per ogni unità immobiliare, un **sistema di contabilizzazione del calore ed un sistema di termoregolazione ambiente che consenta la regolazione su almeno due livelli di temperatura nell'arco delle 24 ore.**"

Decreto del Presidente della Repubblica 21 dicembre 1999, n. 551 (DPR 551/99)

Modifiche al decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412.

Articolo 5, Comma 1: "[...] gli impianti termici al servizio di edifici di nuova costruzione, la cui concessione edilizia sia rilasciata dopo il 30 giugno 2000, **devono essere dotati di sistemi di termoregolazione e di contabilizzazione del consumo energetico per ogni singola unità immobiliare.**"

Decreto del Presidente della Repubblica 2 aprile 2009, n. 59 (DPR 59/09)

Regolamento di attuazione dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e b), del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, concernente attuazione della direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia.

Articolo 4, Comma 5: "Nel caso di installazioni di potenze nominali focolari maggiori o uguali a 100 kW, è fatto obbligo di allegare [...] una diagnosi energetica dell'edificio e dell'impianto nella quale si individuano gli **interventi di riduzione della spesa energetica** [...] sulla base della quale sono state determinate le scelte impiantistiche che si vanno a realizzare."

Articolo 4, Comma 9: “In tutti gli edifici esistenti con un numero di unità abitative superiore a 4, e in ogni caso per potenze nominali del generatore di calore dell'impianto centralizzato maggiore o uguale a 100 kW, appartenenti alle categorie E1 ed E2, così come classificati in base alla destinazione d'uso all'articolo 3, del decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, N. 412, è preferibile il mantenimento di **impianti termici centralizzati** laddove esistenti; le cause tecniche o di forza maggiore per ricorrere ad eventuali interventi finalizzati alla trasformazione degli impianti termici centralizzati ad impianti con generazione di calore separata per singola unità abitativa devono essere dichiarate nella relazione di cui al comma 25.”

Articolo 4, comma 10: “In tutti gli edifici esistenti con un numero di unità abitative superiore a 4, appartenenti alle categorie E1 ed E2, così come classificati in base alla destinazione d'uso all'articolo 3, del decreto del presidente della Repubblica 26 agosto 1993, N. 412, in caso di ristrutturazione dell'impianto termico o di installazione dell'impianto termico devono essere realizzati gli interventi necessari per permettere, ove tecnicamente possibile, **la contabilizzazione e la termoregolazione del calore per singola unità abitativa**. Gli eventuali impedimenti di natura tecnica alla realizzazione dei predetti interventi, ovvero l'adozione di altre soluzioni impiantistiche equivalenti, devono essere evidenziati nella relazione tecnica di cui al comma 25.”

Articolo 4, comma 11: “Le apparecchiature installate ai sensi del comma 10 devono assicurare un errore di misura, nelle condizioni di utilizzo, inferiore a più o meno il 5%, con riferimento alle norme UNI in vigore. Anche per le modalità di contabilizzazione si fa riferimento alle vigenti norme e linea guida UNI.”

Decreto Legislativo 29 dicembre 2006, n. 311 (DLgs 311/09)

Disposizioni correttive ed integrative al decreto legislativo 19 agosto 2005, n.192, recante attuazione della direttiva 2002/91/CE, relativa al rendimento energetico nell'edilizia.

Allegato I, Articolo 11, Comma 11: “Per tutti gli edifici e gli impianti termici nuovi o ristrutturati, è prescritta l'installazione di dispositivi per la **regolazione automatica della temperatura ambiente nei singoli locali o nelle singole zone aventi caratteristiche di uso ed esposizioni uniformi** al fine di non determinare sovrariscaldamento per effetto degli apporti solari e degli apporti gratuiti interni. La regolazione della temperatura per singoli ambienti contribuisce ad incrementare il risparmio energetico degli impianti radianti. In questo modo **ogni zona può essere regolata separatamente in base alla temperatura ambiente richiesta e ai fattori esterni**, come ad esempio l'irraggiamento solare oppure i carichi interni (apparecchiature elettriche, illuminazione o persone), che verranno rilevati dai termostati ambiente per comandare l'apertura o la chiusura delle valvole del circuito asservito al locale interessato.”

UNI EN 834 (dicembre 1997)

Ripartitori dei costi di riscaldamento per la determinazione del consumo dei radiatori. Apparecchiature ad alimentazione elettrica.

Questa norma europea riguarda la definizione dei **ripartitori** dei costi di riscaldamento atti a misurare il calore emesso dai radiatori all'interno delle singole unità abitative. La norma stabilisce anche i requisiti minimi per la costruzione, il funzionamento, l'installazione e la valutazione delle letture di tali dispositivi.

UNI EN 1434 (maggio 2007)

Contatori di calore.

La norma, divisa in sei parti, specifica i requisiti generali dei **contatori di calore**, cioè degli strumenti destinati alla misurazione del calore che, in un circuito di scambio termico, è assorbito o ceduto da un liquido termovettore. Il contatore di calore indica la quantità di calore in una unità di misura legali.

UNI/TS 11300-2 (maggio 2008)

Prestazioni energetiche degli edifici. Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.

Il *Paragrafo 6.6.2* è dedicato al sottosistema di regolazione dell'impianto di riscaldamento e al calcolo delle relative perdite. A tale scopo la norma definisce il rendimento di regolazione per varie tipologie di impianto (ad alta e bassa inerzia termica), in funzione del tipo di regolatore (on/off, PI o PID, o proporzionale con banda 0,5 °C, 1 °C o 2 °C) e della strategia di regolazione (climatica, zona, ambiente, climatica+zona, climatica+ambiente). La norma asserisce che la sola regolazione centrale (ad esempio con compensazione climatica) non consente un reale risparmio energetico, perché prescinde dal valore di apporti gratuiti agenti sul volume di controllo. Inoltre, chiarisce che i valori di rendimento riportati in Tabella sono da considerarsi cautelativi e riferiti al locale più svantaggiato dell'alloggio, tuttavia nelle reali condizioni di esercizio potrebbero risultare rendimenti superiori.

Tipo di regolazione	Caratteristiche	Sistemi a bassa inerzia termica	Sistemi ad elevata inerzia termica	
		Radiatori, convettori, ventilconvettori, strisciradianti ed aria calda	Pannelli integrati nelle strutture edilizie e disaccoppiati termicamente	Pannelli annegati nelle strutture edilizie e non disaccoppiati termicamente
Solo Climatica (compensazione con sonda esterna)		$1 - (0,6 \eta_u \gamma)$	$0,98 - (0,6 \eta_u \gamma)$	$0,94 - (0,6 \eta_u \gamma)$
Solo ambiente con regolatore	On off	0,94	0,92	0,88
	PI o PID	0,99	0,97	0,93
	P banda prop. 0,5 °C	0,98	0,96	0,92
	P banda prop. 1 °C	0,97	0,95	0,91
	P banda prop. 2 °C	0,95	0,93	0,89
Climatica + ambiente con regolatore	On off	0,97	0,95	0,93
	PI o PID	0,995	0,99	0,97
	P banda prop. 0,5 °C	0,99	0,98	0,96
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 2 °C	0,97	0,96	0,94
Solo zona con regolatore	On off	0,93	0,91	0,87
	PI o PID	0,995	0,99	0,97
	P banda prop. 0,5 °C	0,99	0,98	0,96
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 2 °C	0,94	0,92	0,88
Climatica + zona con regolatore	On off	0,96	0,94	0,92
	PI o PID	0,995	0,98	0,96
	P banda prop. 0,5 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 1 °C	0,97	0,96	0,94
	P banda prop. 2 °C	0,96	0,95	0,93
Nota γ rapporto apporti/perdite. η_u fattore di utilizzo degli apporti definito nella UNI/TS 11300-1.				

UNI EN 15316-2-1 (maggio 2008)

Impianti di riscaldamento degli edifici. Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell'impianto. Parte 2-1: Sistemi di emissione del calore negli ambienti.

Nell'allegato A, la norma europea per il calcolo del fabbisogno energetico degli edifici riporta, prendendo spunto dalla normativa tedesca (DIN 18599-6), i rendimenti di regolazione tabulati a

seconda del terminale di impianto (radiatori, pannelli radianti, riscaldamento elettrico) e dell'altezza dell'ambiente (minore di 4 m, compresa tra 4 m e 10 m, o maggiore di 10 m). La principale differenza rispetto alla norma italiana risiede nella mancata distinzione tra regolazione climatica, di zona e ambiente, ma la classificazione avviene solo in funzione dell'azione svolta dal regolatore.

Table A.3 — Efficiencies for component integrated heating surfaces (panel heaters); room heights ≤ 4 m

influence parameters		Part efficiencies			
		η_{sw}	η_{cs}	η_{emb}	
Room space temperature regulation	Heat carrier medium water				
	- unregulated		0,75		
	- unregulated, with central supply temperature regulation		0,78		
	- unregulated with average value formation ($t_{AV} - t_{R}$)		0,83		
	- Master room space		0,88		
	- two-step controller/P-controller		0,93		
	- PI-controller		0,95		
	Electrical heating				
	-two-step controller		0,91		
	- PI-controller		0,93		
System	Floor heating			η_{emb1}	η_{emb2}
	- wet system	1		0,93	
	- dry system	1		0,96	
	- dry system with low cover	1		0,98	
	Wall heating	0,96		0,93	
	Ceiling heating	0,93		0,93	
Specific heat losses via laying surfaces	Panel heating without minimum insulation, in accordance with EN 1264				0,86
	Panel heating with minimum insulation, in accordance with EN 1264				0,95
	Panel heating with 100 % better insulation than required by EN 1264				0,99

Nell'Allegato B, invece, con riferimento alla normativa francese (RT 2500), vengono definite le sovratemperatures rispetto al valore di *set-point* con cui ricalcolare le dispersioni dell'edificio. Tra i vari contributi alla formazione di questa sovratemperatura fittizia, c'è anche il rendimento di regolazione dell'impianto di riscaldamento. La distinzione in questo caso è piuttosto grossolana, a seconda del tipo di terminale o di regolatore, e del carico termico considerato (nullo oppure al valore nominale).

Table B.3 — Variation of temperature due to control, depending on type of heat emitter and thermal load

Heat emitter and associated control	Reference to standard	Variation of temperature due to control $\Delta \theta_{ctr}$ (K)	
		off	Nominal thermal load
Direct electric emitter with built in controller	EN 60675	0,4	0,9
Thermostatic radiator valve	EN 215	0,45*hysteresis	0,45*(hysteresis + water temperature effect) ^a
Individual zone control equipment	prEN 15500	0,5 CA	CA ^b (defined in the standard and certified)
Other controller if emission can be totally stopped		0,9	1,8
No control		2	4
^a With values of hysteresis and water temperature effect from test report of thermostatic valve according to EN 215.			
^b The control accuracy (CA) of the controller is obtained from prEN 15500.			

UNI 10200 (febbraio 2013)

Impianti termici centralizzati di climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria: criteri di ripartizione delle spese di climatizzazione invernale ed acqua calda sanitaria.

La norma fornisce i principi e le indicazioni per la **ripartizione delle spese in funzione dei consumi di calore** di ogni utenza negli impianti di riscaldamento centralizzati.

Bibliografia

- [1] AA. VV. – *Manuale degli impianti di climatizzazione, volume 2* – Tecniche Nuove, 2008
- [2] AA. VV. – *Manuale d'ausilio alla progettazione termotecnica. Miniguide AICARR* – AICARR Editore, 2008
- [3] Rossi N. – *Manuale del termotecnico* – Hoepli Editore, 2009
- [4] Bonacina C., Cavallini A., Mattarolo L. – *Trasmissione del calore* – Cleup Editore, 1994
- [5] Watson R. D., Chapman K. S. - *Radiant Heating and Cooling Handbook* – McGraw-Hill, 2004
- [6] Piperno N. – *Regolazione Automatica* – Hoepli Editore, 1989
- [7] De Carli M., Peretti C. – *Q-Tecnico 1* – Pubblicazione del Consorzio Q-Rad, 2012
- [8] Olesen B. W. (2001) – *Control of floor heating and cooling systems* – Clima 2000/Napoli 2001 World Congress
- [9] Zaheer-uddin M., Zhang Z. L., Cho S. H. (2002) – *Augmented control strategies for radiant floor heating systems* – International Journal of Energy Research 2002; 26; 79-92.
- [10] Simmonds P. (1994) – *Control Strategies for combined heating and cooling radiant systems* – Ashrae Transactions v. 100, Part 1
- [11] Ahn B.-C., Song J.-Y. (2010) – *Control characteristics and heating performance analysis of automatic thermostatic valves for radiant slab heating system in residential apartments* – Elsevier, Energy 35 (2010), 1615-1624
- [12] Lim J.-H., Jo J.-H., Kim Y.-Y., Yeo M.-S., Kim K.-W. (2006) – *Application of the control methods for radiant floor cooling systems in residential buildings* – Elsevier, Building and Environment 41 (2006), 60-73
- [13] Beghi A., Cecchinato L., Rampazzo M. (2011) – *Thermal and Comfort Control for Radiant Heating/Cooling Systems* – IEEE

International Conference on Control Applications (CCA), Denver (CO, USA), 2011.

- [14] McDonell G. (2004) – *Radiant Slab Heating and Cooling Control* – PM Engineering, October 7, 2004
- [15] Zilio C. (2012) – *Tendenze attuali di controllo degli impianti di climatizzazione* – Atti del convegno AICARR “*Le strategie per il controllo ed il monitoraggio di macchine e impianti per la climatizzazione ai fini del risparmio energetico*”, Padova, giugno 2012, pag. 73-86
- [16] AA. VV. – *Atti del convegno “Termoregolazione e contabilizzazione”* – Comitato Tecnico Proenergy+, Padova, aprile 2013
- [17] Assotermica – *Impianti termici. Concetti innovativi dalla normativa vigente* – Edizioni Assotermica-Anima
- [18] Soma F., Soma D., Chierotti A. – *La regolazione della temperatura ambiente* – Progetto 2000, n. 43, dicembre 2012

Sitografia

- [1] www.loex.it
- [2] www.rdz.it
- [3] www.uponor.it
- [4] www.veltaitalia.it
- [5] www.eurotherm.info
- [6] www.it.grundfos.com
- [7] www.wilo.it

Ringraziamenti

Ringrazio il Prof. Michele De Carli, per la disponibilità accordatami in questi mesi. Ringrazio in modo particolare l'Ing. Clara Peretti per avermi seguito costantemente fino alla stesura di questo elaborato: per la pazienza e la competenza, per la fiducia sempre trasmessa, e per aver rappresentato un esempio professionale ed umano che mi auguro di saper un giorno imitare.

Ringrazio inoltre per la preziosa collaborazione e i suggerimenti l'Ing. Samantha Graci e l'Ing. Giuseppe Emmi.

Desidero ringraziare anche coloro che hanno percorso al mio fianco questo ultimo biennio universitario, per aver condiviso esperienze, difficoltà e soddisfazioni, per essermi stati fedeli compagni nelle ore di lezione oppure nelle ore di corriera, e soprattutto per avermi regalato il sorriso per ogni giorno speso vicino a loro: grazie a Veronica, Edoardo e Federico.

Infine, un grazie sincero ai miei genitori e a mia sorella Lisa, per avermi supportato in questi anni di formazione personale e culturale, con la saggezza, l'incoraggiamento e la benevolenza che solo la famiglia può trasmettere.